



Etude et réalisation d'un module de locomotion pour microrobot d'inspection intratubulaire. Actionnement par fils AMF d'un cadre forcé en post-flambement à deux états d'équilibre stable

Christine Rotinat-Libersa

► To cite this version:

Christine Rotinat-Libersa. Etude et réalisation d'un module de locomotion pour microrobot d'inspection intratubulaire. Actionnement par fils AMF d'un cadre forcé en post-flambement à deux états d'équilibre stable. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université de Poitiers, 2001. Français. <NNT : 2001POIT2277>. <tel-00743582>

HAL Id: tel-00743582

<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00743582>

Submitted on 19 Oct 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

pour l'obtention du Grade de

Docteur de l'Université de POITIERS

Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées
(Diplôme National - Arrêté du 30 Mars 1992)

Ecole Doctorale des Sciences Pour l'Ingénieur

Secteur de Recherche :

Génie Mécanique, Productique, Transport

présentée par :

Christine LIBERSA

Ingénieur ESTIT

~~~~~

**ETUDE ET REALISATION D'UN MODULE DE LOCOMOTION POUR  
MICROROBOT D'INSPECTION INTRATUBULAIRE.**

**ACTIONNEMENT PAR FILS AMF D'UN CADRE FORCE EN  
POST-FLAMBEMENT A DEUX ETATS D'EQUILIBRE STABLE**

~~~~~

Directeur de Thèse : J.-P. LALLEMAND

Codirecteur de Thèse : M. ARSICAULT

~~~~~

*Soutenue le 16 juillet 2001 devant la commission d'examen*

~~~~~

- JURY -

M.	A. BOURJAULT	Professeur, LAB - Université de Franche-Comté	<i>Président</i>
MM.	M. BETEMPS	Professeur, LAI - INSA de Lyon	<i>Rapporteurs</i>
	C. LEXCELLENT	Professeur, LMARC - Université de Franche-Comté	
MM.	M. DAHAN	Directeur de Recherche CNRS, LMARC - Université de Franche-Comté	<i>Examineurs</i>
	J.-P. LALLEMAND	Professeur, LMS - Université de Poitiers	
	N. CHAILLET	Maître de Conférences HdR, LAB - Université de Franche-Comté	
	M. ARSICAULT	Maître de Conférences, LMS - Université de Poitiers	

INTRODUCTION

*« La Science consiste à oublier ce qu'on croit savoir, et la
sagesse à ne pas s'en soucier »*

Charles Nodier

Alors que les développements liés à la miniaturisation ont principalement concerné, depuis ces trente dernières années et sous l'impulsion des industriels, les techniques de microfabrication adaptées à la microélectronique et aux microcomposants, les besoins liés à la réduction d'échelle se répercutent maintenant sur les ensembles mécatroniques complets. Ainsi, a-t-on vu apparaître une discipline émergente, en l'occurrence la microrobotique, qui fait appel à des domaines de compétence variés : la mécanique, la robotique, l'électronique, l'automatisme, la fabrication, etc. Cette discipline se devra de pouvoir répondre aux besoins liés au développement d'applications nécessitant des machines de taille très réduite, comme pour les interventions en milieux fortement encombrés, confinés ou inaccessibles à l'homme.

Même si les Américains et les Japonais montrent une avance non négligeable dans le domaine de la microrobotique, l'Europe a, elle aussi, des cartes à jouer. Ainsi, le C.N.R.S. a-t-il mis en place en 1996 un pôle national de recherche en microrobotique, où les laboratoires participants étaient aiguillés dans leurs axes de recherche par quelques industriels. C'est là qu'est né le projet EXIIT (EXploration et Inspection IntraTubulaire), car la demande industrielle était réelle en moyens techniques de contrôle non destructif de tubes de faible diamètre, que ce soit dans le domaine médical ou dans le domaine technique.

Le Laboratoire de Mécanique des Solides s'est donc intéressé à l'étude et à la réalisation d'un nouveau microrobot d'inspection intratubulaire autonome, pour des tubes industriels de diamètre inférieur à 15 mm présentant des coudes et des bifurcations. Nos travaux de recherche constituent une étude prospective, qui devra à terme permettre de nombreux développements. Ainsi, nos efforts se sont-ils portés plus particulièrement sur le développement d'un actionneur de locomotion spécifique, en cherchant à optimiser le paramètre 'vitesse de déplacement' du futur microrobot. Cet actionneur de locomotion, qui peut répondre à la contrainte de miniaturisation, celle-ci ayant été prise en compte dès le début de nos recherches, est constitué d'un cadre forcé en post-flambement, à deux états d'équilibre stable, et actionné à l'aide de fils en Alliage à Mémoire de Forme (AMF). Les travaux présentés ici concernent l'étude, la réalisation et la mise au point de ce module. Le microrobot, quant à lui, sera constitué d'un assemblage de plusieurs de ces modules identiques.

Le cadre de l'étude est dressé dans le premier chapitre de ce mémoire, qui permet un bref rappel des outils industriels employés en inspection de tubes de gros puis de faible diamètre, et définit les besoins rencontrés. Après avoir donné une définition du 'microrobot', une réflexion sur la démarche de conception et de miniaturisation y est menée. Un rappel des différents principes de locomotion pouvant être adoptés est ensuite réalisé. Puis nous présentons divers microrobots intratubulaires développés principalement dans des laboratoires de recherche, en distinguant les principes locomoteurs employés et les différents types de micro-actionneurs utilisés.

Nous présentons ensuite, au chapitre 2, la démarche qui nous a amenés à une solution originale, en repensant la fonction locomotion, à partir d'un cahier des charges succinct et avec pour contrainte technologique l'utilisation d'alliages à mémoire de forme pour obtenir la génération de mouvement. Nous décrivons aussi les possibilités de cycle d'actionnement des différents actionneurs de locomotion, de façon à obtenir l'avance ou le recul du robot polymodulaire, en signalant les avantages et inconvénients en découlant. Nous évoquons enfin les différentes pièces annexes nécessaires, à un degrés plus ou moins élevé, à la constitution et au bon fonctionnement du futur microrobot.

Le chapitre 3 présente tout d'abord une étude de pré-dimensionnement à l'état d'équilibre stable, qui permettra entre autres le choix du matériau qui constituera le cadre élastique. Un bilan des efforts d'interaction rencontrés par un module constitutif du robot lors de son fonctionnement (phases de basculement et phases d'équilibre) y est réalisé. Ce bilan permettra le développement d'un modèle aux éléments finis simplifié du cadre élastique en statique. Ce modèle prend en compte les grands déplacements de post-flambage. Il permettra au chapitre 5 de faire des prédictions sur le comportement d'un module au contact avec le tube. Il sera utilisé au chapitre 3 pour tenter de valider le

dimensionnement du cadre élastique par l'étude des déformations engendrées lors du basculement, forcé par incréments de déplacements imposés. Les résultats obtenus permettront de fixer des dimensions aux pièces fonctionnelles.

Dans le chapitre 4, nous présentons les différentes étapes qui ont permis la fabrication et la mise au point du module. Après une recherche de procédés de fabrication adaptés à la réalisation d'un prototype de $10 \times 10 \times 3 \text{ mm}^3$, la nécessité d'effectuer des tests de caractérisation mécanique du cadre élastique nous amène à fabriquer un prototype de $30 \times 30 \times 3 \text{ mm}^3$. Le bilan des sollicitations, effectué au chapitre 3, permet de dresser un protocole d'expérimentation nécessaire à l'adaptation des fils AMF adéquats sur la structure, afin d'assurer ensuite son basculement dans tous les cas de chargement rencontrés en fonctionnement. Des tests mécaniques, réalisés en quasi-statique sur le cadre, permettent donc de déterminer le couple effort - déplacement actionneur qui devra être fourni par les fils AMF. Les résultats permettent de réaliser le choix du type de fil AMF (comportement et dimensions) devant être monté sur la structure mécanique. Une étude succincte permettra de déterminer le courant d'alimentation minimal pour obtenir la contraction des fils AMF, l'effet Joule étant le moyen de chauffage qui sera retenu. Nous évoquerons enfin quelques aspects liés à la commande d'un module, et réaliserons, en particulier, le choix nécessaire d'une grandeur de contrôle de la transformation des AMF. Un test de validation sera réalisé sur le prototype complet.

Dans le chapitre 5, nous étudions le comportement de la structure à chaque étape d'équilibre statique du robot dans le tube. Nous estimons, à l'aide du modèle aux éléments finis décrit au chapitre 3, l'allongement et le raccourcissement du module sous divers efforts d'interaction qu'il est susceptible de rencontrer en tant que partie constitutive du robot. Puis nous évaluons, à travers une étude expérimentale du comportement au contact d'un module d'appui, l'influence de différents paramètres sur les conditions de maintien du robot dans un tube vertical. Nous en déduisons alors les possibilités de charge embarquée par le futur microrobot, dans l'optique de le munir de capteurs et de sources d'énergie nécessaires à son autonomie.

Les résultats acquis au cours de nos travaux nous permettent enfin de dresser quelques conclusions relatives à l'utilisation du module de locomotion développé et au fonctionnement du futur microrobot. Nous proposons également plusieurs perspectives qui seraient bénéfiques à la poursuite de ce travail.

Chapitre Premier

CADRE GENERAL DE L'ETUDE

Landry disait : « Déplacer d'un centimètre un objet posé sur une table est chose simple ; le déplacer d'un millimètre exige une mise en jeu complexe de muscles antagonistes [...]. Si l'on accède enfin aux décimales suivantes [...], alors il faut non seulement des appareils et des corps de métiers, mais encore une théorie et par conséquent toute une Académie des Sciences. »

Ce chapitre introduit, à partir de la description de l'existant en robotique pour les applications en exploration et inspection de réseaux de tubes, la microrobotique et ce qu'elle peut apporter, notamment quand les dimensions du milieu deviennent de plus en plus réduites. Nous tentons alors de définir les besoins rencontrés par la réduction d'échelle, et citons de manière non exhaustive les domaines d'application potentiels. L'accent est mis sur la nécessité d'adopter une nouvelle démarche de conception, où la notion de miniaturisation doit intervenir en amont de toute réflexion technologique. Enfin, nous nous intéressons plus particulièrement à l'aspect locomotion, tel qu'il peut être rencontré et utilisé en microrobotique, et plus particulièrement dans les tâches intratubulaires.

I. LA ROBOTIQUE ET L'INSPECTION INTRATUBULAIRE

I.1. INTRODUCTION

Les domaines d'application de la robotique sont nombreux. Mais peu connus sont ceux qui concernent les canalisations. Quand on sait que le marché européen des équipements de contrôle non destructif en espace confiné a été d'environ 120 millions d'Euros en 1997 [OFTA-99], on comprend mieux l'enjeu économique lié à l'inspection intratubulaire tant dans le domaine purement industriel que médical.

Les robots mobiles consacrés à l'inspection intratubulaire sont principalement, voire exclusivement utilisés dans le domaine d'application des tubes industriels et tuyauteries. Ainsi, afin d'assurer la sécurité des appareils et des personnes, la détection d'éventuelles anomalies comme des fissures ou la présence de déchets est nécessaire. Dans l'industrie pétrolière (pipe-line) tout comme dans les centrales nucléaires (circuits de refroidissement), des robots industriels sont utilisés, mais ils ne peuvent généralement inspecter que de gros tuyaux (diamètre supérieur à 10 cm). Citons encore les exemples suivants : conduits de câbles électriques souterrains, tunnels et cavernes profondes, conduits d'égouts sanitaires, conduits d'égouts des eaux de ruissellement (fig. 1.1), forages.



Figure 1.1. : *Prises de vue lors de l'inspection intratubulaire de canalisations industrielles : présence d'eau (a), développement d'obstacles (b), dégradation (c) [R&RV-01]*

La tâche d'endoscopie, qui consiste à parcourir l'intérieur d'un tuyau afin de réaliser des fonctions de perception (prise d'images, mesures chimiques ou de température) ou d'intervention (nettoyage, dépôt, ablation), trouve ses principales applications dans le domaine médical, bien qu'elle soit souvent utilisée pour des tubes industriels de diamètre proche. Le système est poussé dans le tube à explorer à partir d'une base mécanique externe. Pour épouser la forme du tube et prendre une bifurcation, il doit être capable de se déformer dans plusieurs directions.

Nous présentons dans ce qui suit, quelques réalisations de robots mobiles et d'endoscopes qui trouvent leur application dans la réalisation de tâches intratubulaires. Les premières sont mobiles, c'est à dire qu'elles se déplacent dans leur ensemble, les secondes présentent une base fixe.

I.2. ROBOTS MOBILES

Les robots industriels disponibles, qui trouvent leur application dans l'inspection de grosses tubulures (de diamètre supérieur à 200 mm), sont généralement d'architecture classique, tels des mini-véhicules à roues (fig. 1.2.a et b) ou à chenilles. Certains dispositifs passifs consistent simplement en une caméra embarquée sur un cousin flottant, utilisant le fluide pour se déplacer (fig. 1.2.c).



Figure 1.2. : Différents robots industriels d'exploration de tubes de gros diamètre : (a) [CUES-01], (b) [R&RV-01], (c) [R&RV-01]

Cependant, l'industrie fait quelques fois appel à des laboratoires universitaires de recherche appliquée, voire de recherche prospective, pour développer des dispositifs permettant d'inspecter les installations de tuyaux des centrales nucléaires ou des usines de produits chimiques. Ainsi, un robot à roues réalisé à l'institut technologique de Kanagawa au Japon [TAGU-91] est capable de se déplacer dans des tuyaux de 10 cm de diamètre, et peut atteindre une vitesse de 100 mm/s (fig. 1.3). Son parcours est insensible aux éventuels défauts de forme, de diamètre ou de surface, les roues étant montées sur ressort. Son architecture polymodulaire lui permet de se déplacer dans des tubes courbes.

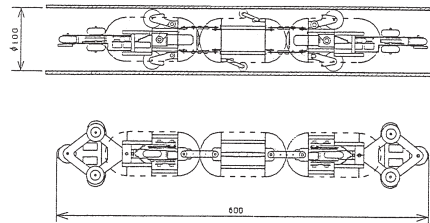


Figure 1.3. : Schéma d'ensemble du robot développé par [TAGU-91]

Ce type de système locomoteur n'est pas toujours le plus approprié, notamment lorsque le tuyau contient des débris ou gravats créant des obstacles à la progression des robots. Dans ce cas, l'utilisation de pattes montre son intérêt. Ainsi, un prototype de robot d'inspection de gros tubes de diamètre 15 cm a été réalisé [SUZU-96]. Il utilise 24 pattes FMA (actionneurs fluidiques présentés dans l'annexe 1) de 16 mm de diamètre et de 60 mm de long (fig. 1.4). Alimentées sous 3,5 bars, elles permettent au robot d'évoluer à 40 mm/s dans un tube horizontal. Sa force de traction vaut 1,6 N dans le cas d'un déplacement dans un tube vertical. Les auteurs ne citent pas d'application particulière.

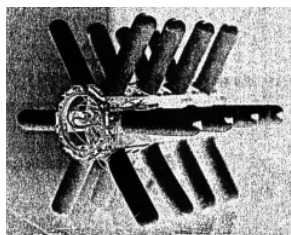
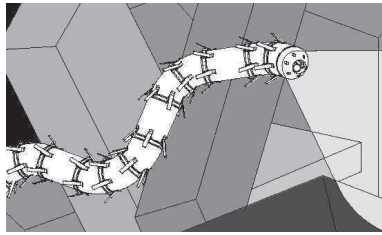
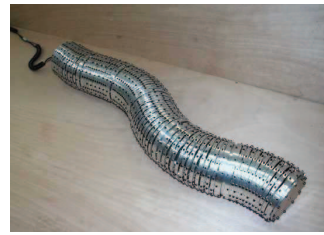


Figure 1.4. : Prototype d'un robot pour tuyauteries composé de 24 actionneurs pneumatiques [SUZU-96]

Notons que, dans la majorité des cas, les tubes industriels inspectés par des macrorobots sont souvent simples de configuration. Si l'on désire diversifier les formes de tubes explorés, et même élargir les applications à des domaines toujours inaccessibles, confinés, voire dangereux, mais dits 'du macro-monde', comme par exemple dans le cas de la recherche de survivants sous des décombres, on peut faire appel à des robots type 'serpent'. De tels robots sont encore des sujets de recherche actuels. Citons deux exemples japonais (et l'on comprend pourquoi ils sont japonais, quand on parle de séismes) : le premier (fig. 1.5), de diamètre 128 mm, sera à terme composé de plusieurs modules flexibles élémentaires nommés 'modules SR' [OHNO-00] actionnés par soufflets métalliques ; le second [TOGA-00], de diamètre 190 mm, a pour fonction double la locomotion et la prise d'objet, et utilise des câbles actionnés par mini-moteurs.



(a)



(b)

Figure 1.5. : Robot SSR recherchant des victimes sous des éboulements (a) et Robot SSR composé de six modules SR (b) [OHNO-00]

I.3. ENDOSCOPES

Nous avons précisé que pour des applications médicales, l'endoscopie était largement utilisée. Certains endoscopes peuvent être assimilés à des robots à base fixe, lorsqu'ils intègrent au niveau de leur base des dispositifs d'assistance plus ou moins automatisés. C'est le cas de l'endoscope utilisé par l'équipe de Dario pour développer un outil semi-automatique d'endoscopie assistée par ordinateur, intégrant un système d'anti-collision [ATTA-00]. Mais la plupart sont passifs, comme par exemple le naso fibroscope d'Olympus représenté figure 1.6, et largement commercialisés par de nombreuses marques [BAHO-01, OLYM-01].

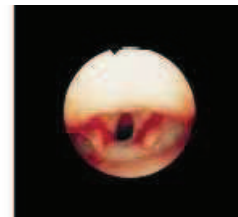
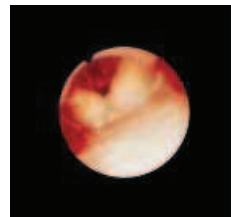
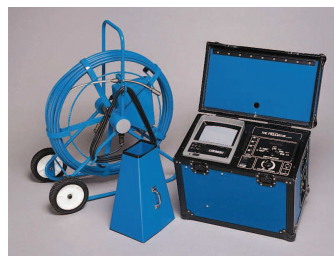


Figure 1.6. : Exemple d'endoscope médical : naso fibroscope et prises de vue [OLYM-01]

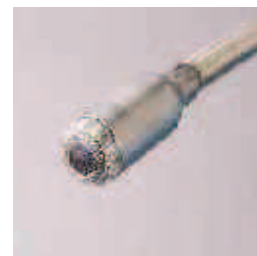
Pour ne citer que quelques applications industrielles, notons qu'en 1998 EDF utilisait encore des endoscopes pour effectuer un contrôle visuel des canalisations de faible diamètre (15 à 17 mm) des circuits de refroidissement des centrales nucléaires (tubes d'échangeurs thermiques), et que les fournisseurs d'endoscopes [BAHO-01, OLYM-01, SEES-01, TVIN-01, TREN-01] proposent tous des gammes pour des applications industrielles (fig. 1.7.a) dans les domaines de l'aéronautique (turbines à gaz), l'automobile et le nucléaire. Notons également des dispositifs adaptés pour explorer de grandes longueurs de tuyauterie comme 'The Marc' représenté figure 1.7.b et c.



(a)



(b)



(c)

Figure 1.7. : Endoscopes à applications industrielles : Vidéoscope de 5,1 mm de diamètre extérieur [OLYM-01] (a) et 'The Marc' de diamètre extérieur maximal 0,8 pouce [TREN-01] (b) et (c)

Qu'il s'agisse de robots mobiles ou d'endoscopes, tous ces exemples montrent clairement que l'exploration et l'inspection intratubulaires font intervenir la notion de mouvement et de locomotion, qui sera largement abordée par la suite en vue d'applications en espaces tubulaires encore plus confinés.

II. DEFINITION DES BESOINS ET APPLICATIONS POTENTIELLES

En ce qui concerne les applications dans le domaine industriel, la demande est croissante pour l'inspection de milieux très confinés et très hostiles à l'homme. De plus, pour des raisons économiques évidentes, ce type d'inspection se doit d'être non destructive. Si l'on prend l'exemple des centrales nucléaires, les échangeurs thermiques sont constitués d'un réseau très dense de plusieurs milliers de tubes métalliques de diamètre variant entre 17 et 20 mm. Ces derniers en forme de U peuvent atteindre 10 mm de diamètre dans les sous-marins nucléaires, et une longueur totale de 20 à 30 m. Actuellement, l'inspection et la maintenance sont réalisés à l'aide d'endoscope ou par démontage et remplacement des pièces endommagées. Il existe aussi une demande dans le domaine de la distribution de fluides. La réalisation de cartographies, le diagnostic et la réparation des circuits de distribution d'eau et de gaz de ville sont un souci actuel en matière de maintenance, tout comme la recherche de solutions à moindre coût. L'endoscopie ne répond pas à tous les problèmes (conduites de grande longueur, manœuvrabilité, etc.) à l'opposée du robot autonome. La réalisation de ce dernier reste un défi, lorsque l'on prend conscience des difficultés posées, dans un espace aussi confiné, par l'énergie à embarquer, la communication avec une base extérieure, la récupération en cas de panne, etc.

Dans le domaine médical, l'objectif est d'améliorer et de répandre la chirurgie minimale invasive, pour intervenir directement auprès de la zone à traiter, même si elle se trouve dans un endroit difficile d'accès. Ainsi, pouvoir opérer sans ouvrir le patient, en utilisant au plus les voies internes du corps, fait partie des perspectives d'évolution de l'endoscopie.

Les endoscopes actuels sont limités par leur manque de mobilité et de manœuvrabilité dans des espaces 3D restreints et à géométrie complexe. La tendance est à la fabrication d'endoscopes de plus en plus petits, équipés d'une partie terminale orientable. Les objectifs visés sont d'élargir le champs des applications et d'améliorer la qualité des interventions en minimisant le risque de dommages corporels des tissus biologiques, en procurant moins de gêne chez le patient, et en récupérant encore plus d'informations.

L'utilisation de systèmes mécatroniques (micro-endoscopes et micro-cathéters), pour l'exploration de tubes biologiques de faible diamètre et la microchirurgie ou le micro-diagnostic in-vivo, peut avoir un impact très important sur la qualité des soins médicaux, et représentera un marché industriel attrayant lorsque certains problèmes techniques seront résolus : miniaturisation, manœuvrabilité, retour d'informations visuelles et sensorielles. Ces dispositifs, qui doivent être biocompatibles, fiables et sûrs, peuvent être utilisés par exemple pour l'extraction de tumeurs [DARI-96]. Globalement, les problèmes à résoudre sont directement liés au milieu fortement confiné dans lequel le microrobot devra évoluer.

III. LA MICROROBOTIQUE ET LES MEMS

La miniaturisation et l'intégration constituent un enjeu économique majeur. La miniaturisation favorise l'intégration, minimise la consommation énergétique et permet en terme de production de minimiser les coûts. Pendant longtemps, la miniaturisation a concerné le domaine de la micro-électronique. Maintenant, on cherche à intégrer au sein d'un même système des fonctions électroniques mais aussi mécaniques.

III.1. DEFINITIONS

Le microsystème, ou MEMS (MicroElectroMechanical System) aux Etats-Unis, est un système de petite dimension, fabriqué en quantité, de façon collective et automatique, intégrant au moins deux des fonctions suivantes [OFTA-99] : capteur, traitement de signal, actionneur, alimentation, transmission. Les éléments de base des microsystèmes, qui sont électriques et mécaniques, sont fabriqués au moyen des microtechnologies et de procédés d'assemblage spécifiques.

Les microtechnologies sont des procédés de fabrication collective de microcomposants permettant la réalisation de structures de l'ordre du mm^3 [DELO-99]. L'usage de microsystèmes est requis pour exécuter à petite échelle ce que l'homme est incapable de réaliser, comme des mouvements précis de petite amplitude, et le contrôle d'efforts de quelques mN.

Une micromachine est un microsystème particulier, dont la fonction est de recevoir de l'énergie, de la convertir et de la restituer sous une forme propre, fournissant alors un effet physique donné. Ce terme est utilisé de manière générique au Japon.

Un microrobot est une micromachine particulière, le plus souvent en trois dimensions (alors que la majorité des microsystèmes est 2 voire 2,5D), dont la fonction est d'engendrer les mouvements nécessaires à son déplacement et/ou à l'orientation d'un ou plusieurs outils, dans une structure micromécanique adéquate. De degré d'automatisation plus ou moins évolué, il est capable de réaliser des tâches diversifiées, nécessitant généralement une grande finesse d'exécution, les fonctions d'alimentation et de traitement du signal n'étant pas nécessairement à intégrer.

On désignera par microactionneur tout mécanisme, de petite ou de très petite taille, dont la fonction est d'exécuter une action mécanique commandée à l'aide d'une source d'énergie. La réalisation de microactionneurs (et de micromoteurs) est possible : les dimensions hors tout sont de l'ordre du millimètre, mais celles de leurs motifs élémentaires sont de l'ordre de grandeur du micromètre, voire inférieures.

Beaucoup de divergences existent au sujet des dimensions d'un microrobot. Si dans un microrobot, le souci de très faibles dimensions hors tout est fondamental, à l'état actuel des évolutions en microrobotique, un robot peut prétendre au préfixe 'micro' s'il vérifie au moins une de ces conditions :

- Ses composants sont de taille micrométrique (microcapteurs, microactionneurs)
- Il est réalisé par des procédés de microfabrication
- Il manipule des objets de taille micrométrique
- Son comportement est sensible à des phénomènes physiques négligeables en robotique classique

- Il possède des hautes résolutions de positionnement

La microrobotique hérite des microsystemes ses caractéristiques dimensionnelles et de la robotique la génération, le contrôle et la commande de mouvements. La recherche en microrobotique consiste donc en plusieurs axes : la conception de microrobots, la modélisation et la commande de microactionneurs, la modélisation de l'environnement et de son influence sur le comportement global du microrobot, le pilotage de microsystemes robotisés par téléopération par exemple, qui peuvent être résumés par ces quatre mots : miniaturisation, conception, modélisation et commande. Actuellement, parmi les axes principaux de recherche en microrobotique, on distingue en particulier la micromanipulation, le micropositionnement, la coopération (microsociété, tâches collective) et l'inspection.

III.2. PROCEDES DE FABRICATION DE μ -SYSTEMES ET NOTION D'ASSEMBLAGE

Les raisons générales de l'augmentation des besoins d'une toujours plus haute précision en fabrication sont : la capacité fonctionnelle des produits (due aux tolérances fonctionnelles d'usinage), permettre la miniaturisation et la compacité des produits, accroître le silence de fonctionnement, réaliser des économies d'énergie par l'abaissement des frottements, améliorer l'interchangeabilité des constituants d'un ensemble.

Ceci est encore plus vrai lorsque l'on veut réaliser des structures ou parties de robot dans des dimensions au plus millimétriques. Il s'avère dans bien des cas que l'usinage traditionnel, et même le micro-usinage, devienne inadapté voire inopérant. Il est alors nécessaire d'utiliser d'autres technologies, qui sont pour la plupart issues du domaine de la micro-électronique (réalisation de masques, usinage par attaque chimique). Ces technologies permettent de fabriquer des microstructures en Silicium, qui peut alors être utilisé pour ses propriétés mécaniques. Les premiers microactionneurs en Silicium ont été fabriqués par Fan, Tai et Muller en 1988 à partir des procédés de fabrication des circuits intégrés en Silicium. Ces microtechnologies sont planaires, c'est à dire qu'elles génèrent des structures 2D. Elles sont utilisées avec succès dans la réalisation de microcapteurs. Elles sont aussi couplées avec des procédés de réalisation de couches minces ou épaisses pour la dépose de matériaux actifs ou pour la réalisation de pistes de connexion. Mais leur caractère 2D ne répond pas à tous les besoins en ce qui concerne la fabrication de microrobots qui nécessite des moyens de fabrication 3D, principalement dans le but de réduire les assemblages. Il y a donc un réel besoin de procédés 3D, ce qui constitue un axe de recherche pour certains laboratoires spécialisés dans le domaine des microtechnologies [COLL-98].

De façon générale, la réalisation des MEMS est basée sur deux sortes de procédés : la technologie de fabrication des semi-conducteurs et sur l'application des propriétés particulières de certains matériaux.

Nous ne citerons ici que les méthodes les plus utilisées.

III.2.1. La microfabrication

La fabrication par micro-usinage permet de produire des microstructures généralement planes avec de faibles épaisseurs (plusieurs microns), mais reste limitée pour des structures 3D complexes.

Le micromoulage thermoplastique peut consister soit en un moulage par injection, soit en un estampage à chaud. Le micromoulage par injection peut convenir au travail du polycarbonate (PC) ou à d'autres polymères. Dans ce cas, le moule est fabriqué par dépôt de couches de Ni sur un substrat en Silicium. L'estampage à chaud peut aussi être utilisé : l'insert en Ni est pressé sur une plaque en PC sous

température jusqu'à 180 °C. Cette technique est utilisée par la société allemande Jenoptic et l'Institut de Microstructures de Mayence.

La solidification, l'ajout ou la gravure des matériaux peuvent être assistés par l'emploi de faisceau laser, de faisceau d'électrons, d'ions ou d'atomes, et aussi par ultrasons. Dans les années quatre-vingt, les sources d'ions focalisées pour usiner des formes sur une surface ou déposer sélectivement de la matière, ont commencé à être utilisées industriellement. Ainsi, des microengrenages de 30 microns de diamètre ont été réalisés par Ishitani chez Hitachi en 1991.

L'usinage chimique liquide a été utilisé dès le début des années quatre-vingt pour fabriquer des microstructures suspendues en polysilicium (de quelques microns d'épaisseur). Il existe aussi la gravure sèche par plasma [SASS-97].

Le procédé LIGA (Lithographie Galvanoformung Abformung), originaire d'Allemagne, est issu des technologies 2D et permet de fabriquer en série des pièces extrudées (2 D ½) de différentes matières (plastiques ou métaux) avec une précision d'un micron [LEHR-96, FATI-97, SAMP-98]. Elle concilie la lithographie (insolation) par rayon X, le dépôt de matière par électrolyse, et le moulage. Sans cesse en évolution, ce procédé s'ouvre maintenant à des réalisations en vrai 3D [MASS-96]. L'IMM (Institut für Mikrotechnik Mainz) est un grand spécialiste du procédé LIGA. Le LIGA est aussi une technique de fabrication de moules pour la réplication de pièces.

Des micro vannes de type flip flop et utilisant l'effet Coanda (attachement d'un flux à une paroi) ont été réalisées par procédé LIGA [VOLL-94] et ont des tailles maximales d'environ 1 mm (fig. 1.8). Les pressions contrôlées sont de plusieurs centaines de kiloPascal, et le temps de basculement peut être inférieur à 1 ms. Ces vannes sont utilisées lorsqu'il faut délivrer précisément de faibles quantités de fluide avec parfois d'importantes différences de pression. Elles interviennent donc pour l'alimentation et le pilotage d'actionneurs mais aussi de micro actionneurs fluidiques.

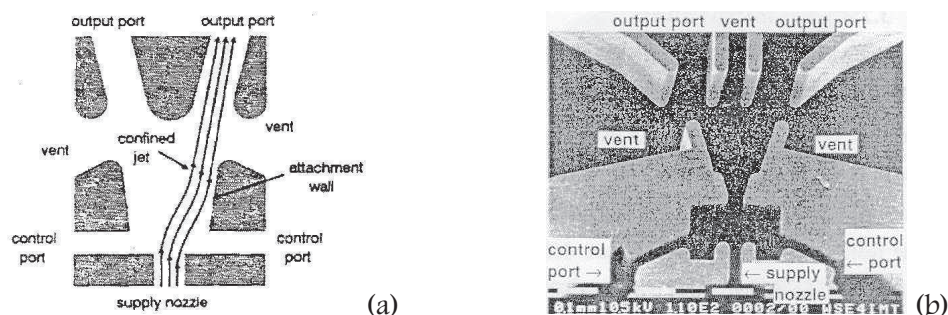


Figure 1.8. : Schéma (a) et photo (b) d'une microvanne usinée par la technique LIGA [VOLL-94]

Il existe d'autres méthodes pour la fabrication des moules de précision : électroérosion à fil, usinage par ultrasons, usinage à très grande vitesse avec des outils diamantés, etc. Depuis une dizaine d'années, les microfabrications volumiques se sont largement développées. Les premières lithographies optiques, au début des années cinquante permettaient d'obtenir une gravure d'une largeur minimale de 10 microns. La microstéréolithographie (μ SPL) permet l'obtention de pièces en trois dimensions (faux 3D), de taille inférieure au millimètre, par polymérisation d'un monomère photosensible par UV, et avec une résolution spatiale de l'ordre de 5 μ m [BERT-96]. Différentes matières sont disponibles, et sont soit cassantes, soit très souples. Les développements de cette technique (fig. 1.9) qui procède par empilement de plusieurs centaines de couches de matière, visent à réduire ses temps d'exécution encore relativement longs [LOUB-98, MONN-99]. Une technique de polymérisation à deux photons a été récemment développée, et concurrence directement la μ SPL en offrant des résolutions spatiales bien meilleures [MARU-98]. On sait aujourd'hui fabriquer dans le volume des objets en matière plastique par polymérisation en trois dimensions avec une résolution inférieure à 10 microns.

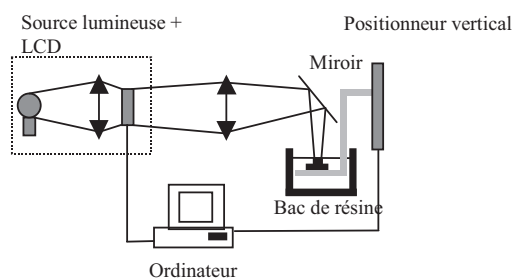


Figure 1.9. : Montage de microstéréolithographie utilisant un écran générateur de masques [LOUB-99]

Une autre approche de la fabrication est celle de la maîtrise de couches de matériaux organiques ou inorganiques. L'épitaxie par jet a été développée dans les années soixante-dix dans le but d'améliorer la qualité des dépôts de matériaux tels que le germanium, le silicium et les composés comme l'AsGa (arsénium de gallium). Cette technique permet le dépôt de couches de matériaux inorganiques d'épaisseur contrôlée à partir d'un jet de molécules qui se décomposent en surface du substrat à recouvrir. Il existait alors plusieurs procédures de dépôt comme l'évaporation sous vide.

Le principal inconvénient dans l'utilisation de MEMS est la friction. C'est pourquoi, dans les liaisons entre surfaces les contacts glissants sont à éviter. On leur préférera des liens par roulement ou par support élastique. Ainsi, on pourra par exemple mettre à profit la technique de pliage, qui permet d'obtenir des structures 3D à partir de structures 2D [SUZU-94], comme le montre la figure 1.10.

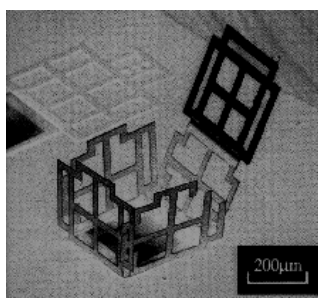


Figure 1.10. : Structure 3D obtenue par pliage [SUZU-94]

La prise en compte de la complexité, les possibilités de fabrication 'planaire' et la testabilité doivent être traitées dès la conception du microsystème, afin de définir clairement la stratégie de fabrication, mais aussi les verrous scientifiques et techniques.

III.2.2. Le microassemblage

La réalisation de micro-moteurs [BEXE-96] ou de micro-systèmes intégrés complets [GEGE-96, BELL-97] nécessite le développement de micromanipulateurs pour la tâche ultime de microassemblage d'objets de petite taille de $1\ \mu\text{m}$ à $1\ \text{mm}$. La micromanipulation est sans doute l'application qui à l'heure actuelle subit le plus le facteur d'échelle (nouveaux modèles comportementaux, influence du milieu par les efforts d'adhérence [ROLL-00], de Van der Waals, etc.). Dans le cas d'une prise obtenue par serrage, il convient de contrôler les efforts fournis par l'effecteur [BELL-97]. Notons que de tels manipulateurs trouvent aussi des applications dans les domaines biologiques et médicaux (cellules vivantes, génétique...) [FUKU-00].

En général, une station de micromanipulation (fig. 1.11.a) est architecturée en plusieurs niveaux. Les actions réalisées sur les objets manipulés se composent d'un positionnement grossier puis d'un actionnement plus fin (précision inférieure au micron). Ces phases sont réalisées par des éléments différents. On rencontre ainsi des micromanipulateurs de dimensions macroscopiques (seul l'effecteur a des dimensions mini, voire micro, pour répondre à la tâche), et peuvent être identifiés comme des microrobots mobiles sur le plan de manipulation [FATI-95, FATI-96, FATI-98]. La tâche de transport

peut alors s'effectuer via un module fixe (convoyeur) ou mobile (robot) qui utilise des principes actionneurs particuliers. On rencontre ainsi des convoyeurs à actionneurs bilames thermiques (voir annexe 1 et fig. 1.11.b) en forme de cils [MATO-94, SUHJ-00], à actionneur pneumatique FMA [SUZU-96] ou à sphères gonflables [NORI-99], qui réalisent le transport d'objets fragiles de petite taille du millimètre au décimètre. Pour ces applications, des algorithmes de planification doivent être intégrés, pour prendre en compte les interactions non négligeables dans le micro-monde [FATI-00].

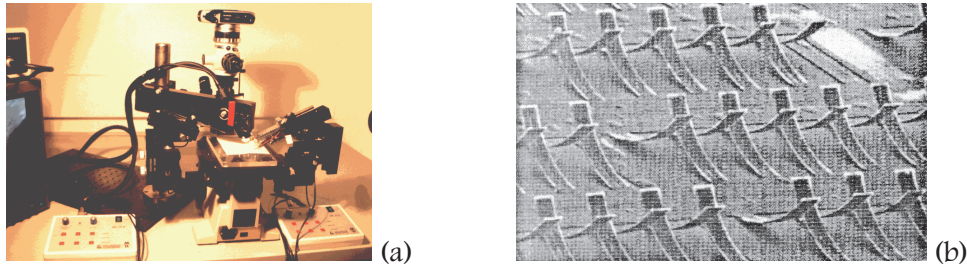


Figure 1.11. : *Station de micro-assemblage [MITI-01] (a) et convoyeur thermique à cils pouvant être utilisé pour des tâches de micro-assemblage [MATO-94] (b)*

III.3. MINIATURISATION OU NOUVELLE DEMARCHE DE CONCEPTION ?

La réalisation de tâches de plus en plus précises et minutieuses dans différents secteurs d'application, est le principal moteur des recherches et du développement des microrobots et micromachines, et a créé un besoin de miniaturiser les éléments de ces systèmes.

D'un point de vue économique, les microsystèmes ont représenté en 1996 un marché mondial de treize milliards de dollars, dont à peu près un tiers pour les têtes de lecture/écriture pour disques durs magnétiques, un tiers pour le jet d'encre dans les imprimantes, le reste correspondant notamment aux accéléromètres et aux prothèses auditives [HAUD-98]. Depuis quelques années et dans de nombreux pays, la robotique participe à cet élan vers la miniaturisation. De plus en plus de laboratoires de recherche en robotique s'intéressent à la conception et à la réalisation de robots ou d'éléments de robots de dimensions millimétriques, voire micrométriques, sur le schéma de solutions existantes ou dans le cas de nouveaux domaines d'application. On peut par exemple noter l'utilité de microrobots destinés à la manipulation de microorganismes, à l'assemblage de micromoteurs ou l'exploration et l'intervention en milieux fortement confinés.

La réduction des dimensions entraîne un changement des propriétés des matériaux, ainsi qu'une augmentation du rapport forces de surface sur forces de volume, qui se traduit par des frottements et une usure accentués.

La conception d'un microrobot peut se faire par l'approche conceptuelle de type 'top-down' de Feynman, c'est-à-dire en ayant recours à la miniaturisation de systèmes macroscopiques utilisés en robotique classique comme les actionneurs, les capteurs et même l'électronique de commande. Mais cette démarche de miniaturisation systématique peut se heurter à des limitations dimensionnelles intrinsèques aux phénomènes physiques mis en œuvre tout comme à une limitation technologique due aux procédés de fabrication et d'assemblage disponibles. Aussi, il devient nécessaire de repenser les fonctions et leur capacité de réalisation, qui peuvent aussi être fonction du milieu environnant. Un exemple évident est celui de Dame Nature, qui fournit de nombreux exemples d'adaptation de fonctions sensorielles ou motrices au milieu d'évolution. Toutefois, certaines solutions robotiques judicieusement exploitées conservent tout leur intérêt lorsqu'elles sont miniaturisées ; c'est le cas du microrobot parallèle MIPS (fig. 1.12.a, b et c), qui mesure 25 mm de long et 7 mm de diamètre dans sa deuxième

version, et intègre trois moteurs électriques de 1,9 mm de diamètre. Il est développé par l'INRIA, le Technion d'Haïfa et le LMARC, pour équiper la tête d'un endoscope (fig. 1.12.d).

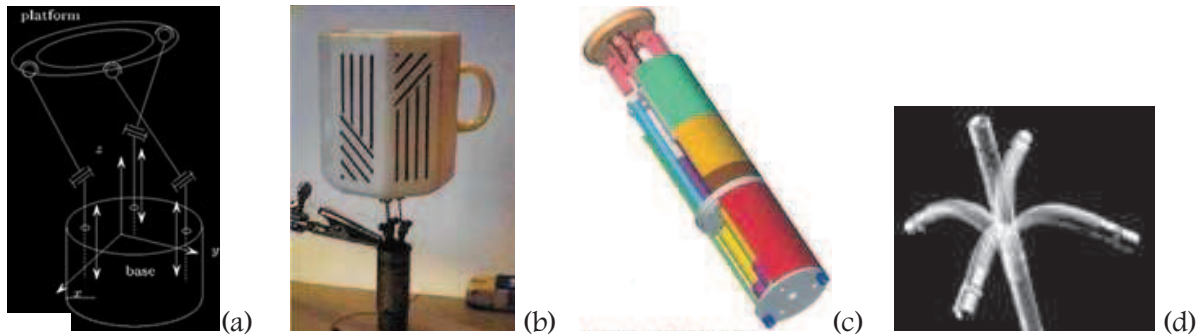


Figure 1.12. : Architecture mécanique du microrobot MIPS (a), son premier prototype (b), le modèle CAO du nouveau prototype (c) et le mouvement de l'extrémité d'un endoscope (d) [ERCI-00]

Comme dans toute démarche de conception, il s'agira alors de choisir le type de micro actionneur en ayant conscience des technologies de réalisation disponibles. Le fait d'adopter une démarche de conception du type 'bottom-up' en partant de microcomposants, c'est à dire du microscopique vers le macroscopique, telle que l'a envisagée l'Américain Drexler, précurseur de la manipulation, permet une miniaturisation aisée. La microrobotique est donc liée de manière indissociable aux microtechnologies, même si cela peut poser des problèmes, dans la mesure où il existe très peu de technologies 3D, et où les techniques de micro assemblage sont encore limitées et non versatiles.

L'assemblage des différents composants d'une micromachine est très délicat compte tenu des dimensions. Dans ces conditions, il semble préférable de privilégier le monolithisme. Dans ce cas, les mouvements sont rendus possibles par la déformation élastique de certaines parties de la structure, ce qui diminue les pertes d'énergie par frottement. Par ailleurs, l'actionnement et la connectique peuvent aussi être intégrés, et quelques fois, la structure du microrobot peut directement être réalisée dans un matériau actif.

La prépondérance des effets de surface comme le frottement ou l'adhésion dans le cas de dimensions au plus millimétriques modifie le comportement dynamique des actionneurs et des structures mécaniques, en comparaison des effets majoritairement massiques et inertiels dans des dimensions macroscopiques. De nombreux problèmes mécaniques seront à résoudre, prenant en compte les forces de Van der Waals, la résistance mécanique des pièces, les états de surface et la microtribologie. Aussi, les principes de motorisation très utilisés dans des dimensions traditionnelles, notamment les moteurs électromagnétiques, perdent de leur intérêt et de leur efficacité dans les faibles dimensions, où l'on peut trouver d'autres principes plus judicieux ou plus appropriés du fait de leur densité d'énergie, de la faisabilité technologique ou de leur facilité de mise en œuvre [KORN-98]. Il faudra donc lutter ou à l'inverse, mettre à profit les forces d'interaction entre les différentes parties mobiles d'un microrobot et entre le microrobot et son environnement.

Les efforts réalisés en recherche et développement pour la miniaturisation et l'intégration de systèmes mécatroniques aura à terme pour effets :

- Une réduction des coûts de production par une fabrication en grande série de petits objets
- Le développement de nouvelles applications, qui jusqu'alors se trouvaient limitées par les problèmes d'échelle (milieux confinés industriels ou biologiques)
- La modification éventuelle des lois physiques à l'échelle submicronique, due à l'effet du changement d'échelle, si la prise en compte des phénomènes généralement négligés dans le macro-monde et prépondérants dans le micro-monde ne s'avère pas acceptable.

III.4. MICROACTIONNEURS

Les microactionneurs représentent des éléments incontournables dans la réalisation d'un microrobot, puisqu'ils vont générer les mouvements. Ils font intervenir, suivant leur type, des principes physiques différents. Par exemple, les forces électrostatiques qui s'exercent entre deux électrodes peuvent être utilisées pour créer un mouvement lorsque la distance entre celles-ci n'est que de quelques microns. La déformation mécanique due à l'effet piézo-électrique inverse (sous l'effet d'un champ électrique) intervient dans de nouveaux moteurs, dits moteurs piézo-électriques ou moteurs à ultrasons. La magnétostriction, la supraconductivité, la mémoire de forme de certains alliages, etc. conduisent aussi à de nouveaux actionneurs. Le lecteur pourra se reporter à l'annexe 1, où sont présentés les différents types d'actionneurs et certaines de leurs applications.

Chaque principe physique d'actionnement présente des inconvénients, que ce soit au niveau de l'amplitude des déplacements, des efforts moteurs générés ou de la fréquence d'utilisation, mais aussi au niveau du rendement énergétique, de la consommation, de la facilité de micro-usinage et de micro-assemblage, et il n'y a pour le moment pas de solution universelle. Certains principes d'actionnement utilisés dans les très faibles dimensions possèdent une très grande densité d'énergie, incomparable avec les actionneurs de dimensions macroscopiques. Ainsi, dans certains cas et avec une utilisation judicieuse de l'effet d'échelle, on peut aboutir à une très forte augmentation du rapport masse transportée/masse de l'actionneur (exemple des insectes) [EBEF-99]. Le tableau 1.1 récapitule les principales caractéristiques mécaniques suivant le principe utilisé.

Principe actionneur	Déformation (%)	Densité d'énergie (J.cm ⁻³)	Rendement (%)	Vitesse
Dilatation thermique (aluminium)	1	0,4	< 10	lente
Transformation martensitique (alliage nickel-titane)	Jusqu'à 8	> 10	< 1	lente
Piézo-électricité (céramique PZT)	0,2	0,1	> 90	rapide
Magnétostriction (terfenol D)	0,2	0,025	60	rapide
Electrostatisme	50	0,0015	> 90	rapide
Electromagnétisme	50	0,025	> 90	rapide
Muscle naturel	> 40	0,07	> 35	moyenne

Tableau 1.1. : Comparaison de principes d'actionnement (d'après [CHAI-00])

La diversité des systèmes d'actionnement a permis de développer un grand nombre de micro systèmes touchant principalement aux applications médicales, de défense et de maintenance industrielle. Les éléments fluidiques (valves, vannes et pompes) sont le plus souvent employés à des fins biochimiques. Cependant, il existe un réel besoin de manipuler les petits objets (préhension, transport, pose) pour pouvoir notamment assembler d'autres micro systèmes. L'endoscopie constitue également un environnement à part entière où les micro actionneurs apportent beaucoup.

La microrobotique est un champ d'investigation nouveau pour les roboticiens, mais aussi très probablement une véritable mine d'applications nouvelles. La pratique de la microrobotique incite le roboticien à s'intéresser à des domaines tels que les microtechnologies, la thermodynamique, l'électrostatique, la microtribologie, voire même la chimie, pour la maîtrise et le développement de microrobots et micro actionneurs.

IV. LA LOCOMOTION EN MICROROBOTIQUE INTRATUBULAIRE

De nombreux prototypes de microrobots naissent dans les laboratoires de recherche. Le Japon et les Etats-Unis en sont les premiers créateurs. L'Europe, notamment avec l'Allemagne et la Suisse, montre une vitrine de technologies qui permet à la France une certaine émulation. Ainsi, la création d'un pôle national microrobotique par le CNRS en 1996 permet de constituer un réseau de laboratoires travaillant dans ce domaine. Le programme national Microsystèmes du CNRS comporte également un volet microrobotique, sur lequel intervient le groupement de laboratoires MESI (Micro-Equipements : Systèmes et Interfaces). Compte tenu de la jeunesse de la thématique en France, on observe encore peu de microrobots complètement aboutis ou industriellement utilisables. Cependant, il semble indispensable que les microroboticiens puissent être capables de fournir rapidement à l'industrie des solutions appropriées.

Parce qu'il n'existe actuellement pas de cadre méthodologique facilitant la conception de microrobots, chaque prototype est souvent traité comme un cas particulier.

IV.1. RAPPELS SUR LES TYPES ET PRINCIPES DE LOCOMOTION

La locomotion d'un corps peut être définie comme une succession de mouvements qui induisent le déplacement global de celui-ci. Il est bien connu, d'après la théorie de l'évolution de Darwin, que les êtres vivants ont su adapter leurs mouvements et aussi leurs membres selon l'environnement dans lequel ils avaient à évoluer. Ils nous donnent des exemples concrets. Aussi, nous décrivons dans ce qui suit, les principes de locomotion généralement rencontrés, et plus particulièrement ceux pouvant répondre à des applications intratubulaires, sans oublier les principes physiques mis en œuvre. Nous les illustrerons souvent de microrobots développés utilisant ces principes.

IV.1.1. Locomotion dans un fluide

Tous les types de locomotion dans un milieu fluide (sans contact avec un support solide) utilisent les propriétés de la portance.

IV.1.1.a. La nage

La locomotion aquatique concerne les êtres évoluant dans un milieu liquide. On distingue la propulsion continue générée par ondulation ou oscillations, et la propulsion discontinue faisant appel à l'utilisation de nageoires pour réaliser un mouvement de pagayage ou d'avironnage.

Des robots nageurs pourraient être employés pour des tâches en milieu intratubulaire contenant un liquide, ce qui leur permettrait une plus grande liberté de mouvement (indépendamment des variations de diamètre, des bifurcations) et sans prendre contact sur les parois (notamment si celles-ci sont fragiles ou sensibles).

L'Université de Nagoya au Japon a développé plusieurs microrobots nageurs à base d'actionneurs piézo-électriques dont le mouvement est amplifié par la structure mécanique support [FUKU-94]. Nous montrons figure 1.13 le prototype inspiré de la grenouille [FUKU-95], qui pour une longueur de 32 mm, et une largeur de 19 mm, est muni de deux pattes à nageoire. L'avance, le recul et les virages sont réalisés en excitant judicieusement les deux pattes. Sous une alimentation de 150 V, une amplitude de 8

μm des vibrations de l'élément piézo-électrique engendre un déplacement de $127\ \mu\text{m}$ en bout de patte. La vitesse maximale obtenue est de $32,5\ \text{mm/s}$. Mais il existe des difficultés d'isolation électrique avec le milieu.

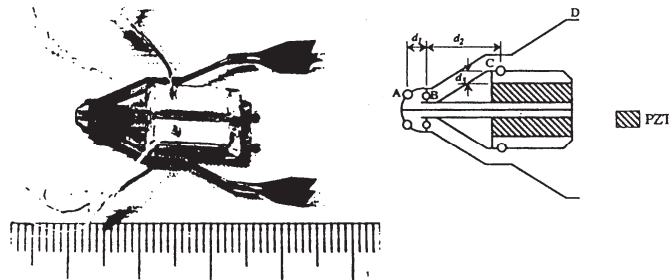


Figure 1.13. : *Prototype de microrobot grenouille à actionnement piézo-électrique [FUKU-95]*

Un autre microrobot nageur [GUOS-98] d'une longueur de $40\ \text{mm}$, d'une largeur de $10\ \text{mm}$ et d'une épaisseur de $2\ \text{mm}$ est montré figure 1.14. Deux actionneurs ICPF parallèles montés à l'arrière d'un corps en bois, et prolongés chacun par une nageoire peuvent être actionnés pour obtenir le mouvement d'avance, ou pour tourner. Sa vitesse d'avance peut varier de $1,34$ à $5,35\ \text{mm/s}$, pour une fréquence de $0,2$ à $5\ \text{Hz}$ de la tension d'alimentation fixée à $2,5\ \text{V}$.

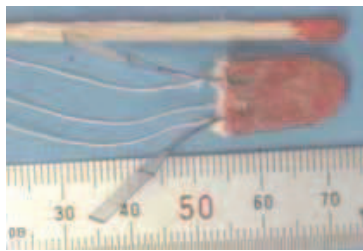


Figure 1.14. : *Microrobot nageur à actionneurs ICPF*

IV.1.1.b. Le vol

La locomotion aérienne concerne les êtres évoluant dans l'air, ou tout autre milieu gazeux. Citons les vols planés, parachutés, battus. Plus le robot est petit, plus il rencontre des obstacles à sa locomotion, tant physiques (forces électrostatiques, frottement) que matériels. Ceci encourage les recherches vers les microrobots volants, tel le projet américain 'MFI' dont une vue artistique est montrée fig. 1.15 [FEAR-00]. Un microrobot type mouche utilise un actionnement magnétique amplifié par vibrations [SHIM-96, YONG-99, LAGO-99]. Un autre microrobot équipé d'une hélice à deux pales de $5\ \text{mm}$ est capable de réaliser des vols ascensionnels [MIKI-98]. Citons enfin le projet 'Micro-aéronef' du programme 'Microsystèmes' du CNRS, qui consiste à développer un micro-véhicule aérien non-autonome, qui à l'instar des animaux ailés, saura guider son vol par l'intermédiaire de sa vision [FRAN-01].

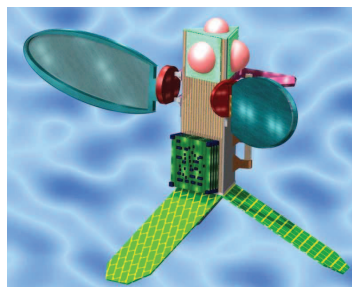


Figure 1.15. : *Vue artistique du MFI [BERK-01]*

IV.1.2. Locomotion sur terre

De morphologies souvent différentes, les microrobots terrestres sont généralement conçus pour évoluer sur des surfaces relativement planes et plus ou moins horizontales. Outre les solutions à roues, on trouve souvent des architectures inspirées du monde animal, voire des insectes. On peut distinguer la progression à pattes et la reptation.

IV.1.2.a. La reptation

Dans le cas de la reptation, l'animal ou l'objet se trouve toujours en équilibre stable sur son corps, qui est directement en contact avec la surface de l'environnement. La locomotion par reptation utilise successivement les forces de frottement et des phases de glissement sur le sol. Les phases de frottement permettent d'obtenir des points d'attache, alors que le mouvement d'avance s'accompagne d'une phase où le glissement est prépondérant, ce qui fournit une prise de contact quasi-permanente avec le milieu d'évolution.

On distingue cependant deux classes de reptation. Celle qui s'approche le plus de la définition générale tient compte d'un frottement total, en ce sens que les parties en frottement réalise une prise de contact permanent. En ce qui concerne la phase de glissement, celui-ci est effectif. Cette première classe concerne l'utilisation du principe de 'stick and slip', d'usage déjà répandu dans bon nombre de micro-moteurs [FERR-98].

Parmi les modules de déplacement de robots mobiles fonctionnant suivant le principe du 'stick slip', citons celui développé par [BREG-96, BREG-97, BREG-98] utilisant trois bases mobiles piézo-électriques montrées fig. 1.16. Sa vitesse linéaire est de l'ordre de 5 mm/s avec une résolution de 200 nanomètres pour les grands déplacements.

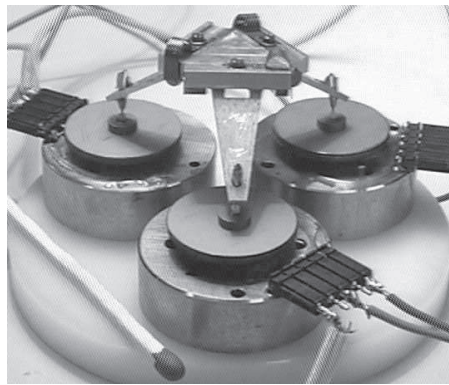


Figure 1.16. : Plate-forme piézo-électrique à 6 d.d.l. utilisant le principe de stick slip [BREG-98]

Plusieurs microrobots autonomes ont été réalisés à l'Université de Karlsruhe dans le but d'être utilisés seuls ou conjointement sur diverses stations d'assemblage [REMB-97]. Ils sont donc issus des recherches menées dans le cadre de la micromanipulation. Par exemple, le microrobot MINIMAN II (figure 1.17.a) est muni de trois actionneurs à tube PZT constituant ses pattes. Les tubes sont formés d'une électrode centrale et de quatre électrodes externes, alimentées sous ± 150 V. Le robot peut atteindre une vitesse de 2 cm/s. La précision obtenue pour des déplacements fins est de l'ordre de dix nanomètres. D'autres unités de déplacement ont été développées, utilisant des actionneurs bimorphes à flexion, dont la tension de commande est ± 20 V. La plate-forme SPIDER I (figure 1.17.b) a une vitesse linéaire de 2 cm/min, et une précision de positionnement de 175 nm.

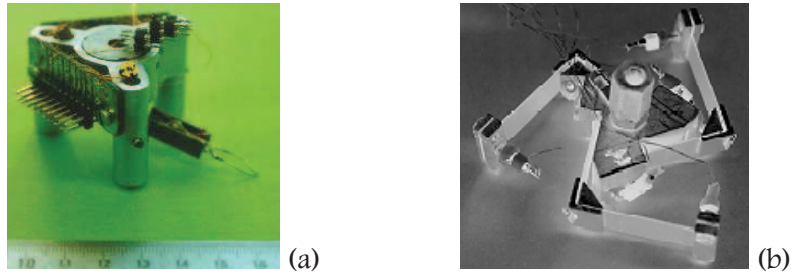


Figure 1.17. : *Miniman II (a) et plate-forme SPIDER I (b) [REMB-97]*

Une autre classe de reptation tient compte, elle aussi, d'un frottement total, mais en ce qui concerne la phase de glissement, celui-ci est inexistant, remplacé par un allongement local des parties du corps qui ne sont pas en contact avec le milieu d'évolution. Cette seconde classe concerne l'utilisation du principe de l' 'inch-worm' ou mode chenille (par abus de langage). Ainsi, ces reptations sont basées sur l'utilisation de nombreux points de contact transversaux, associée à des allongements longitudinaux locaux, et sont utilisées dans la nature par le lombric (progression rectilinéaire) [COIF-92] et la chenille (ondulation dorso-ventrale). Un cas particulier, pouvant s'apparenter à la marche, est celui du scolopendre qui n'utilise pas d'allongement longitudinal local, mais une rotation de ses pattes autour de leur point d'appui. La progression rectilinéaire et le principe du scolopendre sont les deux principes qui utilisent à priori toute la surface disponible dans un milieu tubulaire. Ceci les rend d'une certaine manière plus stables, par le nombre de contacts réalisés, et donc d'une meilleure efficacité dans un tube vertical (en charge transportée). Des exemples de microrobots se déplaçant par reptation seront donnés au paragraphe IV.2.2..

IV.1.2.b. La marche

La progression à pattes fait intervenir une prise de contact fixe et prolongé, sans déformation utile d'autre partie du corps en mouvement. Lorsqu'il y a toujours au moins un appui, c'est la marche. Dans la course, il existe des phases où il n'y a aucun appui. Il y a aussi le saut. Ce type de locomotion est l'un des plus versatiles car il permet d'évoluer dans des milieux accidentés, à forte irrégularité, si le corps en mouvement est doué d'intelligence. En ce qui concerne la marche appliquée au micromonde, les insectes sont une bonne source d'inspiration. Ainsi, un robot araignée de 25 mm d'envergure [DAUG-95] possède quatre pattes excitées par des éléments piézo-électriques et avance à une vitesse de 25 mm/s. Les 24 V d'alimentation électrique sont amenés par câble.

L'Université d'Electro-communication de Tokyo (Japon) a réalisé un microrobot [AOYA-98] de dimensions $33,7 \times 28,2 \times 20,0$ mm³ pouvant être utilisé sur une surface de géométrie quelconque mais métallique, car la prise de contact s'effectue par des électroaimants. Un actionneur piézo-électrique permet le mouvement d'avance par allongement et rétrécissement de la distance inter-aimants (fig. 1.18). Sa vitesse maximale est de 20 mm/s. On obtient une résolution de 0,1 micron pour un pas de 20 microns.

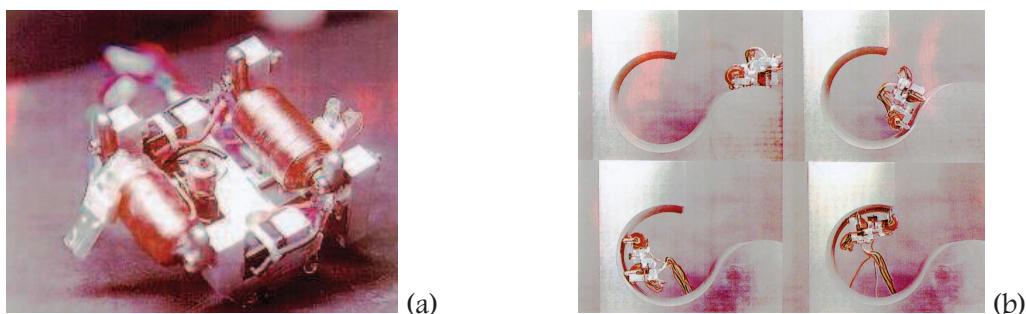


Figure 1.18. : *Microrobot vu de dessous (a) et se déplaçant sur une surface incurvée (b) [AOYA-98]*

Le laboratoire KTH-S3 de Stockholm (Suède) présente le premier microrobot marcheur en silicium, capable de supporter une charge de masse 2,5 g, soit trente fois son propre poids [EBEF-99]. Les pattes sont actionnées par effet Joule provoquant la dilatation des articulations en polyimide déposé dans les formes en V usinées dans le silicium (figure 1.19). Ce robot (actionneur) peut tourner à gauche ou à droite. Une vitesse de déplacement de 6 mm/s a été obtenue pour une fréquence d'environ 100 Hz, une tension de 18 V, et une charge équivalente à quatre fois le poids du microrobot.

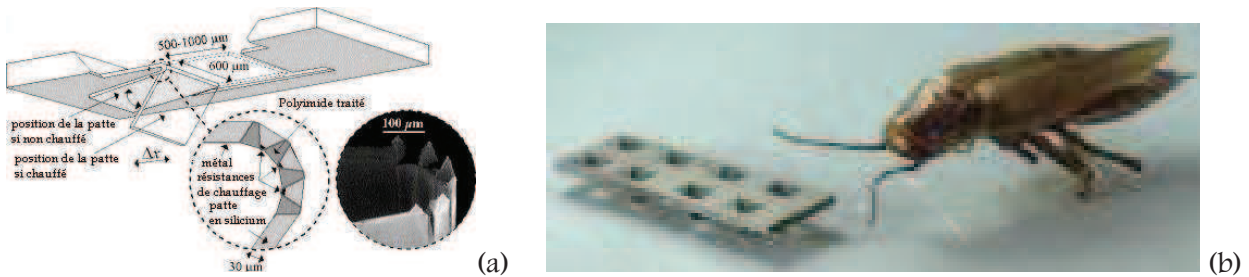


Figure 1.19. : Réalisation de l'articulation thermique (a) et microrobot marcheur (b) [EBEF-99]

Toshiba a réalisé un microrobot marcheur [SUZU-91] utilisant les FMA (Flexible Micro Actuator) en guise de pattes (fig. 1.20). Ceux-ci ont un diamètre de 2 mm et une longueur de 12 mm. Ces actionneurs sont puissants, mais l'alimentation pneumatique reste encombrante.

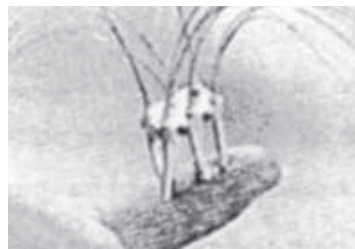


Figure 1.20. : Microrobot marcheur à actionneurs FMA [SUZU-91]

IV.1.2.c. Le roulement

Depuis l'invention de la roue, celle-ci n'a cessé d'être appliquée à la mise en mouvement, tant en locomotion que pour la transmission de puissance. De nombreux mini ou microrobots de 1 pouce au cube et 1 cm³ ont été développés. Citons par exemple Jemmy de l'EPFL (fig. 1.21.a), un microrobot à roues qui intègre son microcontrôleur et mesure 1 cm³ [NICO-97]. Il est autonome et modulaire. Deux micromoteurs brushless de 3 mm de diamètre entraînent les roues. Il est muni de capteurs et est en communication avec l'extérieur. Il a été réalisé en utilisant les technologies horlogères, qui tentent de repousser les limites en mécanique. Même si ces microrobots, qui utilisent des moteurs et quelque fois des transmissions, ont des vitesses de déplacement importantes, ils ont les inconvénients de la complexité d'assemblage et du faible couple développé par les micromoteurs utilisés.

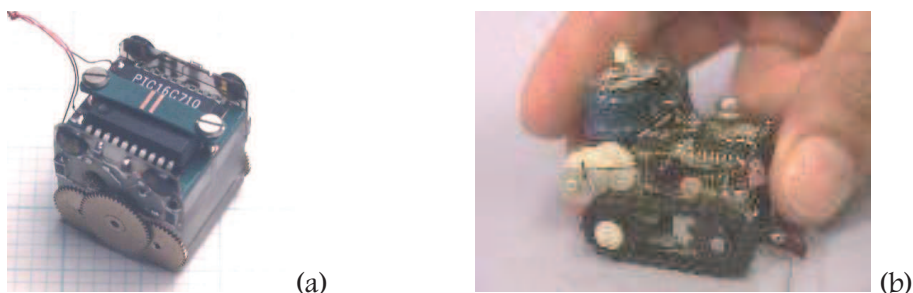


Figure 1.21. : Microrobots à roues Jemmy (a) [NICO-97] et à chenilles The Ant (b) (MIT)

La solution roue peut aussi dégénérer ou s'universaliser vers la solution à chenilles plus versatile, qui permet des vitesses de déplacement importantes, mais montre une certaine complexité d'assemblage. Des robots autonomes ont été développés sur ce modèle au MIT : the Ants (fig. 1.21.b). Ces microrobots sont impressionnants par la quantité et la variété de capteurs embarqués (17 capteurs). Leur développement concerne la recherche en robotique collective mobile.

IV.2. LES MICRO-ROBOTS INTRATUBULAIRES EXISTANTS

IV.2.1. Endoscopie

L'endoscopie se développe, notamment en terme de miniaturisation, car elle réalise une assistance au geste du médecin, autant en diagnostic in-vivo qu'en microchirurgie. Les appareillages réalisés se regroupent en deux grandes familles : les endoscopes et les cathéters. Les endoscopes servent à des tâches de diagnostic par une vision dans le tube exploré. Les cathéters, eux, sont constitués d'un tube central servant à l'injection ou au passage de micro-outils divers. Ils permettent donc des interventions en chirurgie minimale invasive.

Un endoscope dédié à des interventions dans le colon [IKUT-88] (fig. 1.22) utilise le principe de deux actionneurs en alliage à mémoire de forme (AMF) en NiTi en fonctionnement antagoniste. Il est composé de 5 segments de diamètre 13 mm et de longueur 40 mm (4 sont mobiles dans un même plan et le segment terminal est mobile dans un plan orthogonal) ce qui lui donne deux degrés de liberté. Chaque segment est composé d'un ressort hélicoïdal en acier inoxydable qui constitue le squelette et de ressorts en AMF réalisant la mise en mouvement (1 degré de liberté par segment). L'effet Joule est utilisé pour le chauffage des AMF, alors que leur relâchement est accéléré à l'aide d'un circuit de refroidissement à eau constitué par deux tubes de silicone. L'enveloppe extérieure est réalisée en PTFE. L'orientation du segment terminal par rapport au segment porteur tout comme l'avance dans le colon sont commandées à l'aide d'un joystick. Les mouvements des autres segments sont calculés de manière à éviter tout contact avec les parois du tube. La vitesse d'orientation des segments est de 30 deg/s, pour un angle maximal de 60°. L'alimentation est électrique (12 V, 1 A). Le contrôle des actionneurs AMF est réalisé par la mesure de leur résistance électrique. Le mouvement de chaque segment par rapport au segment précédent ne nécessite donc pas de capteurs de position.

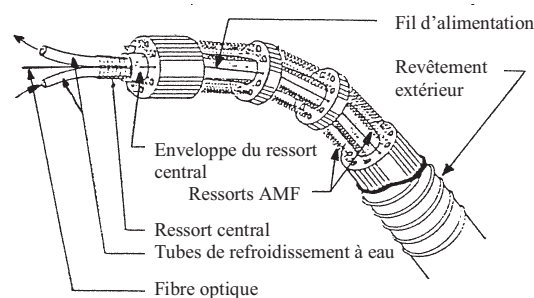


Figure 1.22. : Structure intérieure d'un endoscope actif (un segment) [IKUT-88]

Dans le même état d'esprit, le groupe de laboratoires MESI développe actuellement une gaine active d'endoscope montrée figure 1.23.a et permettant, grâce à l'utilisation de ressorts plats en alliages à mémoire de forme antagonistes, une adaptation aux courbures du tuyau inspecté [SZEW-99]. Constitué d'un empilage de modules identiques (représentés figure 1.23.b) orientés entre eux de 90° et dont la liaison permet un débattement de $\pm 30^\circ$.

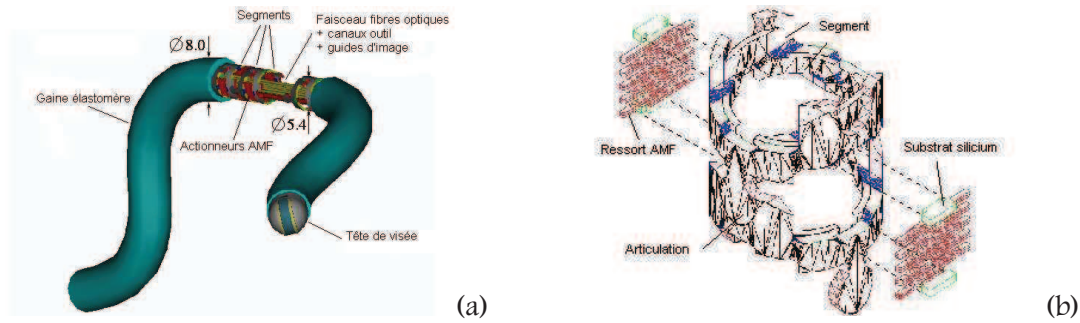


Figure 1.23. : Endoscope à angle de visée commandable (a) et intégration des actionneurs AMF (b)

Ici, non plus un endoscope, mais un cathéter articulé (figure 1.24) et encore actionné par des ressorts en alliage à mémoire de forme a été développé pour pénétrer dans les tubes sinueux de diamètre supérieur à 3 mm [LIMG-96]. Il est composé de quatre modules identiques de 6 mm de longueur chacun, enveloppés d'une gaine de 2,8 mm de diamètre. Les modules possèdent une partie microusinée rigide en silicium. L'orientation relative des modules est obtenue par actionnement de trois ressorts en AMF équi-répartis autour d'un tube central souple de diamètre intérieur égal à 0,5 mm. Les AMF sont commandés indépendamment ou deux à deux (chauffage par effet Joule), ce qui permet d'obtenir six directions d'orientation à chaque liaison, dont trois ont une amplitude maximale de 32° atteinte en 0,3 s. Le rappel se fait par l'élasticité du tube intérieur, en 1,5 seconde. Les températures de changement de phase sont proches de 55°C. Ceci a donné lieu à trois autres réalisations de diamètre entre 1 et 2 mm. Une autre version s'affranchit du nombre important de fils nécessaire à l'alimentation des AMF, en embarquant sur le cathéter ses propres circuits intégrés [PARK-99].

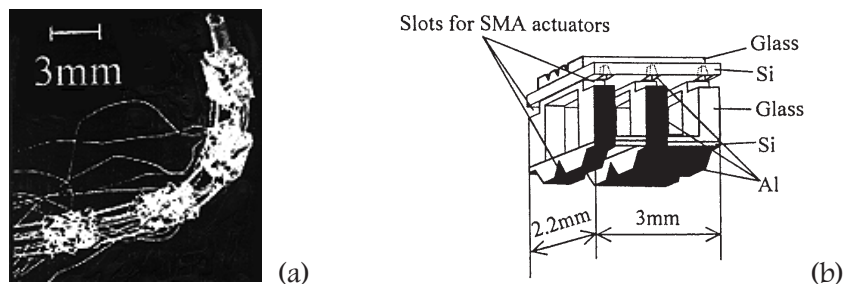


Figure 1.24. : Micro-cathéter actionné par ressorts en AMF (a) et structure d'une liaison (b) [LIMG-96]

Le MMC MicroMachine Center de Tokyo a réalisé un prototype de microcathéter qui, lui, est actionné par des fils en AMF de 76 µm de diamètre [LIMG-95].

Il existe d'autres prototypes qui réalisent uniquement l'orientation de l'embout de l'appareil. Un fibroscope actif (fig. 1.25) a ainsi été réalisé, mettant en œuvre des ressorts AMF hélicoïdaux enfilés sur le corps constitué d'un tube de visualisation (fibre optique permettant l'éclairage, et fibre optique permettant le retour d'image). Ils fonctionnent en opposition, permettant ainsi la seule flexion de l'extrémité du fibroscope par un système simple de tringlerie [MAED-97]. L'angle maximum de flexion atteint est de 60° environ.

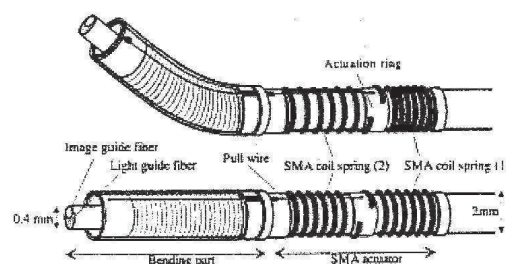


Figure 1.25. : Embout actif de fibroscope [MAED-97]

Citons aussi un embout orientable d'un cathéter de 2 mm de diamètre (fig. 1.26.a et b) qui a été conçu pour l'inspection dans le traitement des anévrismes. Il est constitué d'un actionneur en film polymère d'acide perfluorosulfonique (ICPF), qui peut fléchir (flexion pure) dans un sens ou dans l'autre [GUOS-95]. Cette substance active est connue sous le nom commercial de Nafion 117. L'actionneur ICPF a une longueur de 20 mm, une largeur de 0,8 mm et une épaisseur de 0,2 mm, et est recouvert sur ses deux faces principales d'une couche de platine de 3 μm d'épaisseur. Le phénomène se produit dès une excitation de 1 Volt, et la courbure peut atteindre 95°. Des essais ont été menés avec un actionneur de longueur utile 10 mm en milieu physiologique de température ambiante 36°C dans des vaisseaux de 4,5 et 8 mm de diamètre présentant un anévrisme, avec une alimentation de 2 V (fig. 1.26.c et d). L'angle de flexion maximal obtenu est de 42°. Le temps de réponse pour obtenir le déplacement maximum est inférieur à 0,2 s [GUOS-96].

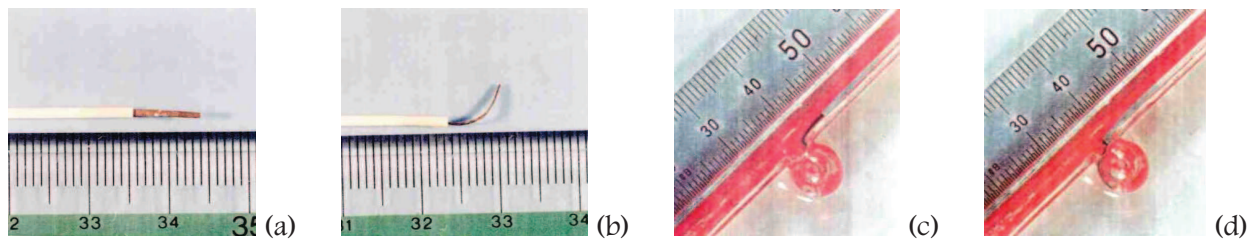


Figure 1.26. : *Micro cathéter à actionneur ICPF à l'état droit (a) et à l'état courbé (b), puis séquences de mouvement à l'intérieur d'un tube matérialisant un anévrisme (c et d)*

Un dernier dispositif, qui se trouve à la frontière entre endoscopie et robotique mobile, est celui développé dans le cadre du projet européen BIOMED II par Dario et Al. Il conserve les fonctions des endoscopes actuels, mais vise à éliminer les douleurs et les désagréments chez le patient, causés par la partie arrière semi-rigide des endoscopes classiques. Il est constitué d'une partie motrice qui se déplace en utilisant le principe 'inchworm' et l'énergie pneumatique. La figure 1.27 montre un élément actionneur : un soufflet central, et des buses aux extrémités. L'actionneur central permet l'allonge et le rétrécissement, les buses permettent d'élargir ou d'attirer les parois du tube (ici le colon). Il y a donc locomotion par prise de contacts. La queue de l'endoscope est un câble souple qui rassemble les fibres optiques et tous les câbles nécessaires à l'alimentation des actionneurs.

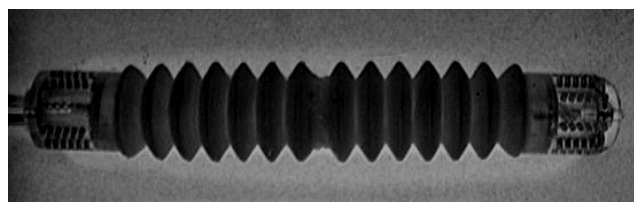


Figure 1.27. : *Endoscope robotisé, projet Biomed II [MIT2-01]*

IV.2.2. Microrobots intratubulaires

Les microrobots intratubulaires mobiles, qui dans tous les cas existants, prennent appui sur la paroi du tube, trouvent leur domaine d'application dans l'industrie, et non dans les applications médicales où le contact avec le tube (ou l'artère) est généralement proscrit. Aussi, est-il évident que les besoins industriels orientent les développements concernant l'aspect locomotion. Les applications visées sont principalement les tâches de maintenance, d'observation (contrôle visuel) et d'intervention (réparations) des canalisations d'eau, de gaz de ville, des pipelines ou des tubes de générateur de vapeur des centrales nucléaires. Maintien du robot en position dans le tube tout comme mouvement d'avance sont requis. Les solutions technologiques actuelles utilisent souvent les roues ou les pattes.

IV.2.2.a. Microrobots rigides

Les robots présentés ci-après sont conçus pour parcourir des tubes rectilignes. Certains, néanmoins, de par leurs dimensions, peuvent accepter de légers rayons de courbure. Ils utilisent une locomotion par reptation avec glissement ('stick slip') et sans glissement ('inch-worm'), par marche ou par roulement.

- Utilisation du principe du 'stick-slip'

Un microrobot (figure 1.28.a) dont l'actionnement s'effectue par cellule piézo-électrique et le phénomène de stick slip, utilisant l'inertie du système (figure 1.28.b), a été conçu pour évoluer dans les deux sens à l'intérieur de tubes de 8 mm de diamètre [KURI-96]. De diamètre 5,8 mm et de longueur 20 mm, il a une masse de 1 g. Il est constitué d'un corps, réalisé par l'empilement de trois éléments piézo-électriques unimorphes multicouche et d'une masse inertielle placée en tête du dispositif, sur lequel sont montées trois pattes élastiques à 120°. Il est doté de deux capteurs à courant de Foucault pour détecter des fissures de quelques microns. Alimenté par deux fils, sa tension d'alimentation peut atteindre 200 V. Cette solution possède un fort pouvoir de miniaturisation. Il peut avancer de 6 mm par seconde, mais ne peut transporter que 7 g. Il accepte des légers rayons de courbure [IDOG-95]. Un nouveau prototype (figure 1.28.c) sans fil utilise un actionneur constitué de quatre piézo-électriques bimorphes. L'énergie est transmise par micro-ondes (14 GHz pour un tube de 15 mm de diamètre, 50 mW). Il peut avancer de 10 mm/s [SASA-99] et entre dans le cadre d'un projet national au Japon visant l'entretien des tubes et canalisations (gaz, centrales).

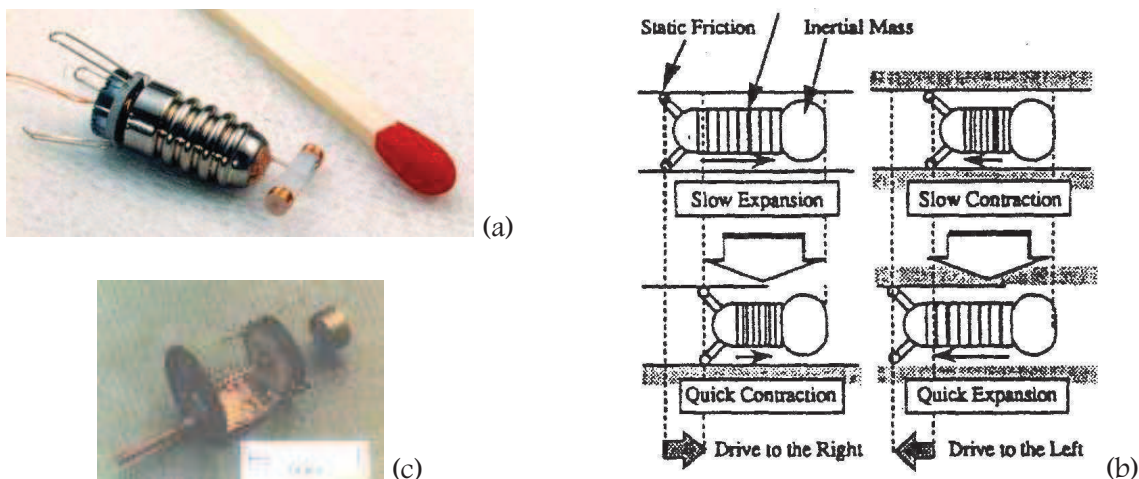


Figure 1.28. : Microrobot d'inspection à actionneur piézo-électrique (a), principe de fonctionnement (b), Prototype autonome (c) [SASA-99]

Un autre microrobot [KATO-99], représenté figure 1.29.b, utilise comme principe actionneur le changement de phase liquide-gaz d'un fluide ($C_5F_{11}NO$), qui produit un changement de volume d'un facteur 100, à l'intérieur d'un soufflet métallique en Nickel. Ce fluide qui se vaporise à une température de 50°C est chauffé à l'aide d'une résistance. Ce microrobot de diamètre 6,8 mm, et de longueur 17 mm, circule dans un tube de 9 mm de diamètre rempli d'eau à 25 °C qui assure le refroidissement nécessaire à la liquéfaction du fluide. Sur le soufflet sont montés deux cônes en élastomère qui forment des freins unidirectionnels. La force de traction générée vaut 0,07 N. Une vitesse de 0,56 mm/s a été obtenue pour une puissance moyenne de 5,4 W, et une fréquence d'actionnement de 2 Hz.

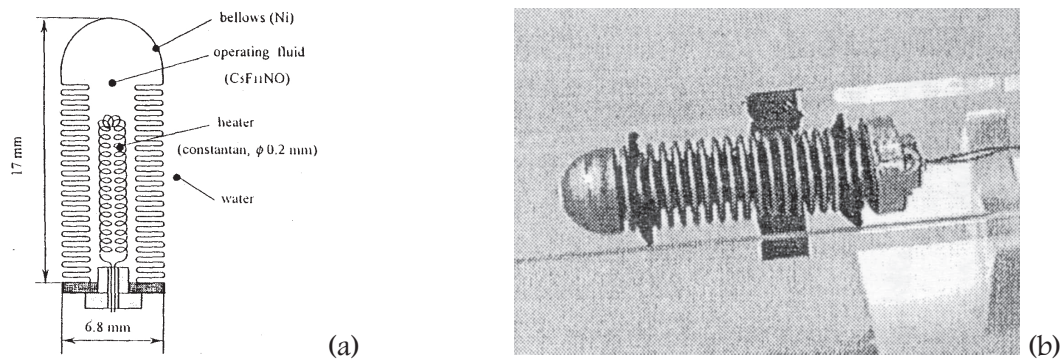


Figure 1.29. : Coupe de l'actionneur à changement de phase (a) et microrobot dans un tube (b)

- Locomotion de type 'inch-worm'

Un micro-véhicule (figure 1.30), développé au LAB (Besançon) dans le cadre du pôle Microrobotique, est composé de trois modules : deux modules d'appui (pattes élastiques) et un module d'élongation. Il utilise un principe de locomotion de type inchworm (mode chenille) dans le but de progresser dans des tubes de diamètre 10 mm [TOUA-98]. Il est actionné par des fils et un ressort en AMF. Les fils permettent de rompre le contact avec le tube au moment désiré ; le ressort AMF, monté en opposition d'un ressort passif de rappel, réalise l'élongation du module central. Les AMF sont chauffés par effet Joule. Leur refroidissement a lieu par convection naturelle, et celui du ressort central limite les performances du microrobot en terme de vitesse à 0,14 mm/s [TOUA-00].

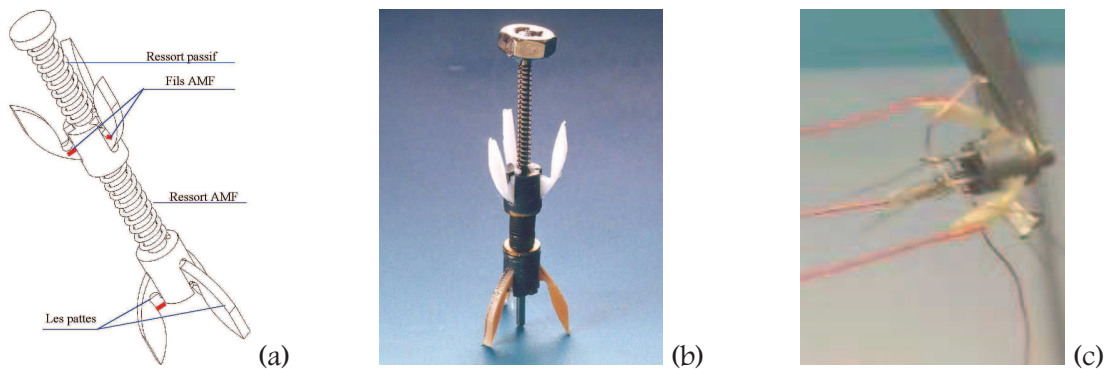


Figure 1.30. : Microrobot à actionneurs AMF : schéma (a), photo (b) et détail des fils d'alimentation (c)

Le microrobot développé au LAI de l'INSA de Lyon [ANTH-00], toujours dans le cadre du pôle Microrobotique, est représenté figure 1.31. Il se déplace dans des tuyaux verticaux rectilignes de 17 mm de diamètre. Il utilise le principe de déplacement de l'inchworm, qui nécessite un module d'allongement (soufflet métallique) et deux modules de blocage (l'un est actionné par un micromoteur électrique, l'autre utilise des pistons pneumatiques). L'alimentation en air comprimé se fait par deux tubes, sans compter l'alimentation électrique. Ce robot de 120 mm de long, et d'un poids de 51 g, atteint une vitesse de 2 mm/s et peut tracter une charge supérieure à 1 kg. Il bénéficie d'une précision de positionnement inférieure à 60 µm sur une course de 90 mm. Sa longueur ne lui autorise pas d'évoluer dans les tubes coudés à faible rayon de courbure.

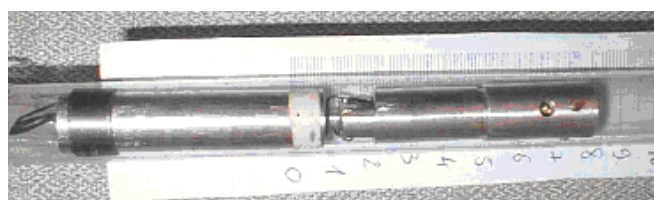


Figure 1.31. : Microrobot d'inspection intratubulaire à actionneurs fluidiques [ANTH-00]

Un autre robot, utilisant des FMA (Flexible Micro Actuator), est composé de trois modules possédant chacun quatre pattes réparties sur la circonférence (figure 1.32.c) [TAKA-94]. Il évolue selon un cycle type earthworm (lombric) dans des tubes de diamètre 20 mm (figure 1.32.a). L'actionnement du FMA (figure 1.32.b) permet de réaliser le contact des pattes dans le tube, son non-actionnement réalise un rétrécissement longitudinal du module. De 83 mm de long, il pèse 20 g. Une alimentation de 0,35 MPa à une fréquence de 3,4 Hz lui permet d'atteindre sa vitesse maximale qui est de 2,2 mm/s. Il peut aussi tracter jusqu'à 0,22 N.

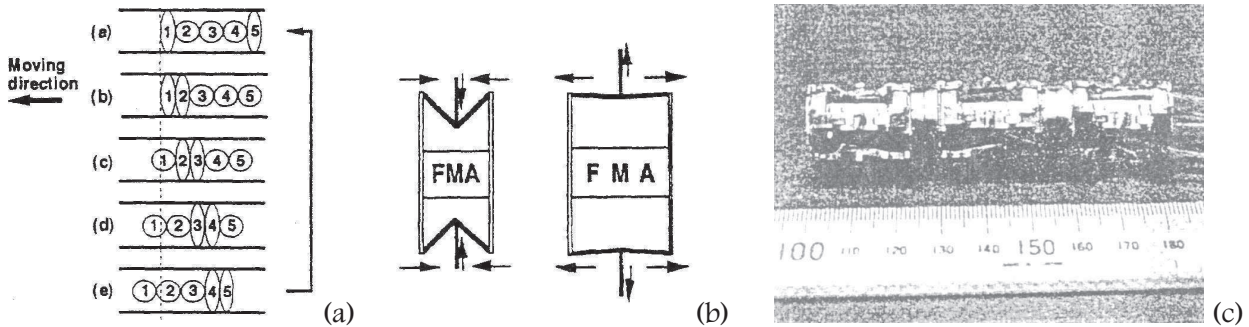


Figure 1.32. : Cycle de déplacement pour un robot constitué de cinq modules (a), principe de l'actionneur (b) et microrobot composé de 3 modules (c) [TAKA-94]

- Locomotion de type 'marche'

Fukuda et son équipe ont développé deux microrobots utilisant l'effet magnétostrictif géant de l'alliage FeTbDy. Le plus gros (figure 1.33) est destiné à des tuyaux de diamètre 21 mm, il possède 16 pattes dont l'inclinaison peut être inversée pour changer de sens de déplacement. Il se déplace à une vitesse de 1,5 mm/s, le plus petit pour des tubes de diamètre 6 mm avec une vitesse de 0,5 mm/s. L'alimentation de ces robots ne nécessite pas de câble d'alimentation. Le champ magnétique nécessaire à leur actionnement est fourni par un appareillage à l'extérieur du tuyau, ce qui peut être un inconvénient ou se révéler impossible pour certaines applications, où l'extérieur du tube se révèle être inaccessible. Le premier peut fonctionner dans les deux directions, mais pas le second, qui ne peut qu'avancer. Le second prototype, simplifié dans sa conception, a un diamètre de 4 mm et une longueur de 6 mm [FUKU-91].

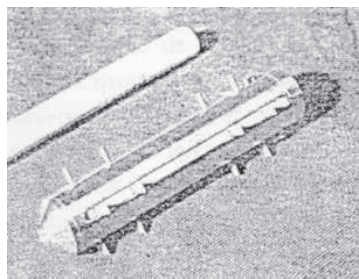


Figure 1.33. : Prototype de diamètre 21 mm [FUKU-91]

Un robot à huit pattes (fig. 1.34) a été développé par Matsuoka [MATS-94, MATS-95, ASAN-95]. Quatre paires de pastilles piézo-électriques, montées de part et d'autre d'une plaque de bronze, produisent, par excitation des cellules, différents modes de résonance générant un mouvement elliptique de l'extrémité de la patte considérée. Il peut évoluer en translation selon l'axe du tube, tourner autour de son axe, ou en combinant les deux mouvements, avancer selon une trajectoire hélicoïdale. Alimenté sous 25 V, ce robot de 49 mm de long évolue dans un tube horizontal de 36 mm de diamètre avec une vitesse de 177 mm/s, et peut tracter une charge de 0,6 N.

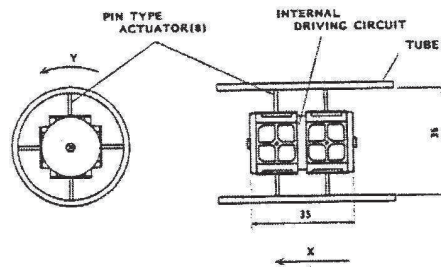


Figure 1.34. : *Microrobot à pattes piézo-électriques*

Au LMARC de Besançon, un microrobot de 15 mm de diamètre a été réalisé [DUFF-98], et constitue une adaptation d'un actionneur piézo-électrique à la locomotion intratubulaire. Il est composé d'un corps central autour duquel sont réparties six plaques de cuivre. Chaque plaque comporte deux plots qui jouent le rôle d'appuis. Des pastilles piézo-électriques génèrent une onde dans la plaque qui permet d'obtenir des déplacements à l'extrémité des pattes. De longueur 64 mm, il possède une force de traction de 1,96 N.

- Locomotion de type 'roulement'

Toshiba a développé un minirobot de 110 mm de long pour l'inspection de tubes de 23 mm de diamètre [MIYA-99]. Ce minirobot, présenté figure 1.35, utilise des roues mises en mouvement par des micro moteurs électromagnétiques, avec réducteur et mécanisme de transmission, et montées de part et d'autre d'un tube souple, ce qui lui permet une certaine compliance pour évoluer dans des tubes coudés. L'effort presseur des roues sur les parois du tube s'adapte à la charge axiale. Il nécessite une alimentation par câble, et peut se déplacer à une vitesse de 6 mm/s. Il est par ailleurs équipé d'une micro caméra CCD et d'une pince en FMA. Pesant 16 g, il a un effort de traction de 1 N. Il peut se déplacer dans un tube vertical.



Figure 1.35. : *Minirobot d'inspection Toshiba*

Un autre microrobot utilise des roues flexibles [SUZU-95] qui lui permettent d'évoluer dans des tubes de diamètre variable entre 17,6 et 23 mm. Un mini-moteur à courant continu entraîne une vis sans fin qui engrène avec les roues dentées flexibles qui sont en contact avec le tube. Il possède aussi trois stabilisateurs. Le robot montré figure 1.36 a donc un diamètre variant entre 16 et 25 mm. Il a une longueur de 35 mm et pèse 8 g. Il peut parcourir des tubes verticaux et présentant des virages de rayon de courbure supérieur à 57 mm. Sa vitesse maximale sans charge est de 77 mm/s. Il atteint une vitesse de 40 mm/s s'il embarque une charge de 0,35 N. La charge maximale pouvant être tractée vaut 0,74 N. L'alimentation se fait par câble.

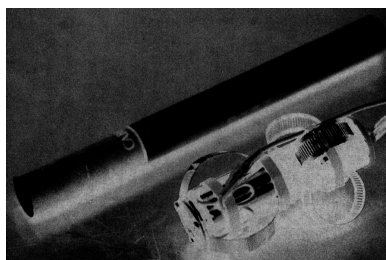


Figure 1.36. : *Micro-robot à roues flexibles [SUZU-95]*

Un robot à roues progressant dans un tube de 20 mm de diamètre a été développé [IWAS-94, HAYA-95]. Il est composé de deux plateaux supportant chacun trois roues (fig. 1.37), placées à 120° autour de l'axe du tube, plaquées contre les parois à l'aide de ressorts et ayant un angle d'hélice qui lui confère une trajectoire hélicoïdale. L'énergie du moteur, externe au tube, lui est fournie par un câble flexible. Le système peut avancer dans des tubes présentant un rayon de courbure de 200 mm aux virages. Il peut atteindre une vitesse longitudinale de 34 mm/s, et la charge maximale transportable est de 6,5 N.

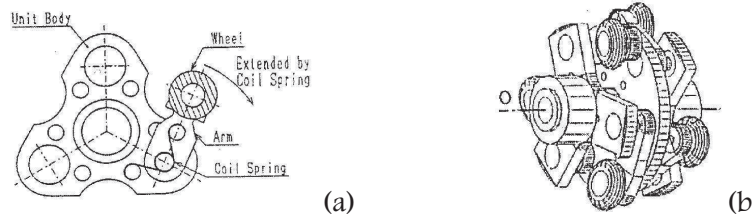


Figure 1.37. : *Module de roulement hélicoïdal : contact élastique (a) et vue en perspective (b) [HAYA-95]*

IV.2.2.b. Microrobots flexibles

Les robots qui sont décrits maintenant sont conçus pour parcourir des tubes présentant des coudes. Ils utilisent une locomotion par reptation de type 'inch-worm'.

Un robot utilisant le principe de locomotion de la 'chenille' (inchworm) et des actionneurs à soufflets métalliques a été conçu par Yoshida pour des tubes de 25 mm de diamètre [YOSH-96]. Les deux modules de blocage (fig. 1.38.a) prennent effet grâce à un soufflet réalisant l'écartement d'une bague fendue. Le module central est un assemblage complexe faisant intervenir deux soufflets, deux poulies, deux câbles et un ressort passif (fig. 1.38.b). L'actionnement d'un soufflet ou des deux permet d'obtenir un fléchissement ou un rétrécissement du module. Il réalise des pas de 2 mm en transportant une charge de 30 g. Il franchit des bifurcations en T en 31 cycles d'actionnement, et des bifurcations en Y en 20 cycles.

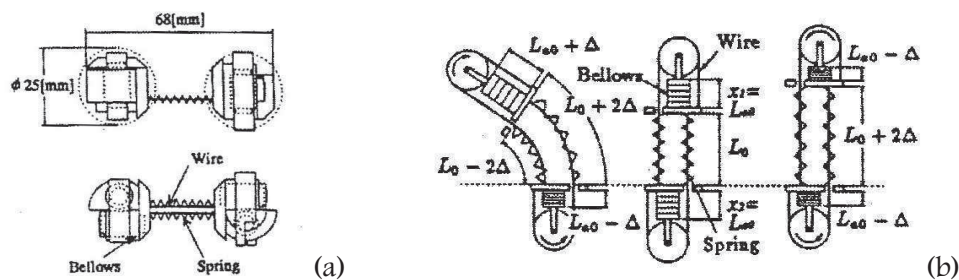


Figure 1.38. : *Robot complet (a) et module d'élongation à soufflet et poulies (b)*

L'avance par cycle de type 'lombric' (earthworm) combinée au phénomène de stick-slip a été utilisée pour un robot à actionnement pneumatique présenté figure 1.39 et constitué de soufflets de caoutchouc [KATO-98]. Il avance dans un tube de 18 mm de diamètre. L'alimentation sous une pression de 2 bars des soufflets, par impulsions de 0,02 s, permet au robot d'avancer à 77 mm/s. Son maintien aux parois est limité à 2 N.

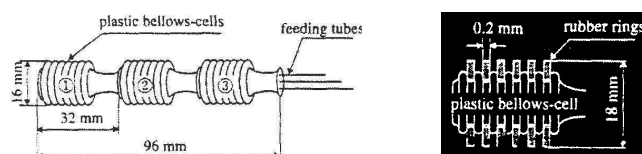


Figure 1.39. : *Microrobot à soufflets de caoutchouc*

V. CONCLUSION

Chaque technologie présente un compromis sur les performances d'actionnement (effort, fréquence, déplacement), et satisfait donc quelques applications particulières fonctions du milieu d'évolution. Les actionneurs électromagnétiques ont des performances qui décroissent assez vite avec la miniaturisation. L'avantage des systèmes piézo-électriques réside d'une part dans la vitesse de déplacement observée, et d'autre part dans la possibilité de transmission de l'énergie par voie hertzienne [SASA-99]. Par contre, s'ils sont utilisés pour une locomotion utilisant le principe de stick slip, ils nécessitent un très bon état de surface, ce qui peut être un inconvénient dans l'exploration de tubes. Lorsque cette condition est remplie, ils présentent une très grande résolution de positionnement pour des déplacements inférieurs au pas (de quelques dizaines à quelques centaines de nanomètres). Bien que les actionneurs fluidiques possèdent une puissance massique importante, les tuyaux d'alimentation restent encombrants et nécessitent un lien avec l'extérieur. A quand l'embarcation des compresseurs, pour obtenir l'autonomie ? Des recherches sont actuellement en cours concernant la conception et le développement d'un microrobot cricket, dont l'énergie pneumatique sera fournie par un compresseur embarqué [BIRC-00], mais qui devrait probablement nécessiter une alimentation en puissance électrique, donc un fil d'alimentation.

Les réalisations présentées donnent un aperçu des techniques et des technologies utilisées jusqu'à présent, qu'elles soient classiques ou issues des microtechnologies. On en voit les limites ou les intérêts en potentialité de miniaturisation, et aussi suivant les applications. Les difficultés à surmonter restent aussi spécifiques à chaque application. Ainsi, pour l'inspection intratubulaire, elles se situent principalement au niveau de l'intégration des composants et de l'électronique, la locomotion et l'autonomie. Le développement de techniques de micro fabrication permettant l'assemblage hétérogène de micro composants ou de matériaux actifs tout comme la réalisation de structures mécaniques monolithiques comportant des liaisons élastiques représentent des études incontournables pour éliminer les frottements, les jeux néfastes et les problèmes d'assemblage. La commande des microsystemes est aussi un domaine en plein développement, car les micro actionneurs et les micro capteurs ont généralement un comportement non linéaire qu'il est nécessaire de modéliser pour une commande fiable. Les premiers exemples de microrobots ont une commande qui n'est pas embarquée (à part les robots Suisses et Américains d'un pouce au cube), mais les exemples montrent que l'embarcation de cette commande, mais aussi de l'énergie, permettrait l'autonomie attendue autant du point de vue logicielle que du point de vue mécanique (cordon ombilical).

Il apparaît clairement que l'on ne passe pas d'un robot à un microrobot par une simple réduction homothétique d'échelle. Le facteur d'échelle implique de repenser la conception d'un tel robot. Il semble que pour la conception d'un microrobot dans son intégralité, il faille s'attacher à l'aspect monolithique pour diminuer, voire supprimer les assemblages, ainsi qu'à l'emploi et à l'intégration de composants micrométriques ou de matériaux aux propriétés spécifiques. Pour éviter que le concepteur de microrobot ne se heurte à des difficultés importantes voire même des impossibilités de réalisation, celui-ci doit sans cesse confronter ses idées avec ce qu'il est techniquement possible de réaliser. Cependant, il ne faut pas oublier que certains besoins en terme de réalisation peuvent permettre l'évolution ou le développement de nouvelles technologies de fabrication.

Chapitre 2

UN NOUVEAU MICROROBOT POUR L'INSPECTION INTRATUBULAIRE

« Les idées n'ont de sens que si elles sont vécues »

André Malraux

Nous avons vu au chapitre précédent que la microrobotique est un domaine de recherche relativement nouveau, et que le développement de microrobots tire nombre d'intérêt d'une conception de type 'bottom-up', ou du moins qui minimise le nombre de pièces à assembler. Partant d'un cahier des charges extrêmement sommaire, ce chapitre traite dans un premier temps du principe de locomotion retenu pour la progression d'un microrobot à l'intérieur de tubes industriels de faible diamètre. Puis nous décrivons de manière détaillée le microrobot en développement au L.M.S.. Nous précisons l'architecture et le rôle de chacune des parties constitutives du robot, et tentons de justifier les choix technologiques réalisés lors de leur conception.

I. CAHIER DES CHARGES GLOBAL

Notre travail entre dans le cadre du projet EXIIT (EXploration et Inspection IntraTubulaire), du Pôle Microrobotique initié par le CNRS. Le but du projet commun est l'étude et la réalisation de microrobots d'exploration et d'inspection de tubes de faible diamètre. Les thèmes de recherche abordés sont la locomotion, la perception et la communication. Ce travail se partage, d'une part, en l'étude des fonctions génériques par les laboratoires concernés suivant leurs spécialisations, et d'autre part, en l'intégration de ces différentes fonctions dans le microrobot final. C'est un projet exploratoire, où plusieurs solutions sont étudiées parallèlement. En ce qui concerne la fonction locomotion et le développement de microactionneurs spécifiques, les différents travaux ont déjà été présentés au paragraphe IV.2.2 du chapitre premier. Ainsi, le LAI de l'INSA de Lyon a développé un microrobot utilisant en partie des actionneurs fluidiques [ANTH-00], le LMARC de Besançon [DUFF-98] a travaillé sur la locomotion par actionnement piézo-électrique, et le LAB de Besançon [TOUA-98] utilise des alliages à mémoire de forme en tant qu'actionneurs de locomotion.

La présente étude se limite à la fonction locomotion d'un démonstrateur pour tubes rigides. Le cahier des charges initial a été établi avec consultation de représentants d'entreprises industrielles (EDF, General Electric Medical System, Thomson CSF) pour orienter les recherches vers des applications pratiques, sans pour autant astreindre les équipes participant au projet :

- L'exploration du tuyau doit être réalisée de l'intérieur ; l'extérieur du tuyau est inaccessible
- La longueur du tuyau est illimitée ; le tuyau contient de l'air à pression atmosphérique
- Le tuyau à explorer est supposé rigide et de matériau quelconque
- Le tuyau est de section circulaire et de diamètre intérieur constant inférieur à 15 mm
- Des variations sensibles de diamètre sont tolérées ; l'état de surface interne est quelconque
- Le tuyau possède une orientation quelconque dans l'espace 3D, et comporte courbures et bifurcations

Cependant, certains points complémentifs ou restrictifs de ce cahier des charges restent au choix et à la convenance de chacun, pour permettre une plus grande diversité des solutions. Le LMS choisit donc de le compléter avec les éléments suivants :

- La contorsion du robot doit être tridimensionnelle, avec un rayon de courbure minimal
- Le robot doit être capable de choisir sa direction à la rencontre d'une bifurcation
- La source d'énergie devra à terme être embarquée. Le robot développé sera par conséquent autonome (en effet, dès lors que le milieu d'évolution est de longueur illimitée et présente plusieurs virages, une liaison par câble, que ce soit pour l'alimentation énergétique ou pour la récupération éventuelle en cas de panne, s'avère non adaptée car génératrice de blocages). On ne parlera donc pas de charge tractée, le robot étant conçu dans un unique but d'exploration et non d'intervention. Le robot devra donc être capable d'embarquer une charge strictement nécessaire à son autonomie (cette charge n'est pas fixée a priori). L'alimentation énergétique pourra cependant dans un premier temps être réalisée par liaison filaire depuis l'extérieur.

Le travail s'oriente plus particulièrement sur la conception, l'étude et le développement d'un actionneur de locomotion spécifique, qui, compte tenu des recherches nationales démarrées conjointement au niveau du pôle et de l'existant en actionneurs, sera à base d'alliages à mémoire de forme (nous justifierons davantage ce choix dans le paragraphe II.4). Cet actionneur devra permettre la mise en mouvement (éventuellement l'orientation) nécessaire à la locomotion. Ainsi, conception et modélisation du microrobot seront-elles menées parallèlement.

II. ARCHITECTURE ET PRINCIPES GENERAUX

Les tubes sont des milieux particuliers pour l'évolution d'un robot. Ils constituent un milieu confiné qui induit des contraintes au niveau du déplacement et impose, d'une certaine manière, la trajectoire. Comme déjà précisé auparavant, la présente étude se limite à la fonction locomotion d'un démonstrateur pour tubes rigides de faible diamètre. Le cahier des charges présenté au paragraphe précédent est volontairement non exhaustif, afin de ne pas éliminer d'emblée des solutions technologiques pouvant présenter un intérêt scientifique pour la microrobotique. On s'est efforcé néanmoins de concevoir un robot capable de négocier de faibles changements de diamètre. De plus, pour faire un choix entre deux solutions technologiques intéressantes, on donnera une importance aux critères de fiabilité et de vitesse de déplacement du robot.

II.1. NOTION DE MODULARITE

De manière générale, un robot peut être composé d'un ou de plusieurs modules. En effet, le concepteur peut choisir d'utiliser différents modules qui réalisent chacun une tâche bien précise et exclusive, comme celle de locomotion, de vision, de mesure, etc. Ces différents modules peuvent alors être assemblés en un ensemble unique mais complexe ou en un train de modules élémentaires, comme illustré figure 2.1.

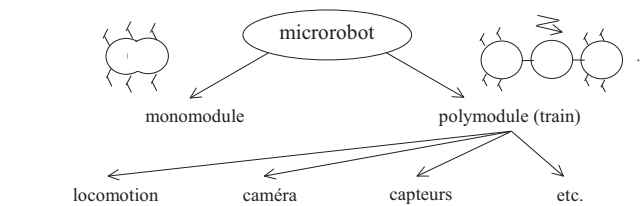


Figure 2.1. : Différentes architectures de microrobots mobiles

Cependant, comme dans toute démarche de conception, l'environnement dans lequel ce robot devra évoluer influe directement sur les fonctions qu'il devra remplir pour s'assurer une locomotion de qualité. Le caractère confiné du milieu intratubulaire implique qu'un 'microrobot' doit intégrer dans un volume de section faible une structure mécanique, des actionneurs et des capteurs, sans compter une éventuelle source d'énergie embarquée. Il est donc nécessaire de donner au robot des dimensions transversales réduites, ce qui est facilité, quand on connaît les problèmes de miniaturisation, si le robot est de type 'polymodule'. C'est cette architecture que nous choisirons de donner à notre microrobot.

Aussi, pour répondre à la solution du problème locomoteur en minimisant par exemple les difficultés d'assemblage, il serait idéal de concevoir un actionneur de locomotion simple de par le nombre de pièces le composant. De plus, pouvoir lui faire jouer le rôle de structure mécanique de base pour le support des capteurs, caméras ou autres systèmes à embarquer, serait intéressant. Cet aspect modulaire, qui confère au robot une certaine flexibilité utile pour circuler dans les tubes coudés, nécessite néanmoins le développement d'une interface spécifique séparant chaque micromodule. Un autre choix vient ensuite en ce qui concerne la fonction orientation du robot dans le but de prendre des bifurcations. Le système d'orientation peut être placé sur tous les modules composant le robot, ce qui est fait dans bon nombre d'endoscopes (cf. chapitre 1), ou simplement sur les modules extrêmes (en comparaison avec la structure d'une petite chenille). Cependant, notre étude ne traitera pas de ce système d'orientation actif, qui pourra être développé en aval et constituer une perspective à ce travail. Nous veillerons simplement à ce que notre conception ne gêne pas ce futur développement.

II.2. CHOIX DU PRINCIPE DE LOCOMOTION

Pour approfondir la recherche de solution, il est alors nécessaire, après avoir pris en compte les contraintes dimensionnelles inhérentes au milieu environnant, de choisir le type de locomotion à (re)produire. Nous avons vu au chapitre précédent que différents principes locomoteurs peuvent être utilisés pour une progression dans un tube. La nage ne sera pas utilisée ici, car le tube est rempli d'air. Le vol, bien que totalement indépendant des caractéristiques de la surface du tube à explorer, pose le principal problème d'une sur-miniaturisation indispensable (car aucun contact n'est permis).

Outre la locomotion par roulement, qui dans l'état actuel fait intervenir des systèmes relativement complexes en termes de nombre de composants et de conception des actionneurs (micromoteurs), il y a la possibilité de la locomotion de type marche. Bien que celle-ci soit l'une des plus versatiles, on conçoit aisément que pour monter dans un tube vertical, une locomotion de type unilatéral n'est possible que si le contact réalisé est bilatéral. Un tel contact peut être réalisé par des ventouses, qui peuvent être passives (ventouses classiques en élastomère) ou actives (avec, par exemple, l'inclusion d'un matériau actif qui permettrait le décollement de celles-ci). On peut mettre en œuvre de la même manière des électroaimants comme pour le robot de [AOYA-98]. Mais ce type de contact est extrêmement tributaire de la nature, de l'état de surface et de la propreté de la paroi. Une solution peut alors être l'utilisation de pattes de part et d'autre du robot pour réaliser une marche bilatérale à contacts unilatéraux. Or ceci nécessite un plus grand nombre de pattes, donc un nombre plus important de pièces. Aussi, vu le choix de l'architecture polymodulaire qui a été fait dans un souci d'accessibilité au réseau de tubes et de miniaturisation, il semble inconvenant d'utiliser un principe locomoteur comme la marche, qui ne nécessite à priori qu'un module locomoteur (sauf peut-être dans le cas de la reptation de type scolopendre où le nombre de pattes à gérer pour la locomotion est très important et 'hyperstatique' d'un point de vue fonctionnalité).

Il serait plus judicieux de mettre à profit la structure polymodulaire pour la locomotion du robot. Ainsi, au vu des constats faits dans le chapitre premier et du rejet des précédents principes de locomotion, la reptation semble être un principe locomoteur intéressant. Notons que des exemples de la nature justifient aussi ce choix, tel le lombric en évolution dans un réseau de tubes ajustés à ses dimensions transversales (qu'il creuse lui-même), où tout l'espace disponible est utilisé. Cependant, une telle occupation de l'espace disponible peut se révéler non adaptée à l'exploration de tubes présentant des déchets entravant la circulation interne au tube. Il convient maintenant de s'orienter vers un type de reptation bien précis. Rappelons qu'il existe principalement deux types de reptation : une reptation 'stick-slip' où les efforts de frottement sont prépondérants, et une reptation 'inch-worm' où la phase de propulsion se fait par allongement local d'un système locomoteur. Nous repousserons le cas d'une locomotion de reptation par glissements, car cela diminue le rendement mécanique, la phase de glissement s'accompagnant généralement de frottements. De plus, étant donné le degré de miniaturisation vers lequel nous souhaitons rendre possible la fabrication de notre robot, et vu l'importance des efforts de frottement, néfastes lorsqu'il s'agit de l'environnement micro-monde, le moyen de locomotion le plus approprié nous semble, à l'issue des premiers choix architecturaux réalisés, être la reptation de type inch-worm au sens large du terme.

II.3. CONCEPT DE SYSTEME LOCOMOTEUR

Le système permettant de réaliser une locomotion de type 'inch-worm' doit être capable de réaliser les deux fonctions prise d'appui et propulsion, et plus particulièrement ici, prise d'appui par contact et propulsion par allongement local. Ainsi, à partir d'une architecture polymodulaire, certains modules pourraient réaliser exclusivement la tâche de prise d'appui sur la paroi, d'autres serviraient

essentiellement à la propulsion. On pourrait d'une autre manière choisir d'utiliser des modules qui soient tous identiques, ce qui permettrait une fabrication en série. Dans ce cas, un module unique devra être capable de réaliser les deux fonctions de base successivement [COIF-92, LIBE-97]. C'est cette dernière possibilité que nous avons envisagée.

II.3.1. Phase de prise d'appui

Dans cette phase du mouvement, le contact peut être soit unilatéral, soit bilatéral. Un contact unilatéral a l'avantage d'être versatile et de permettre, non seulement une locomotion intratubulaire, mais aussi une locomotion sur une surface plane, voire quelconque. Mais comme déjà dit précédemment, ce type de contact est extrêmement tributaire de la nature et des caractéristiques de la paroi du tube. Par contre, une prise d'appui bilatéral permet l'évolution du robot par un contact efficace et une mise en position aisée, bien qu'il soit, lui, tributaire des dimensions du tube. Mais rappelons que le tube à explorer possède à priori un diamètre constant. Nous choisirons donc de rechercher un système permettant de réaliser un appui bilatéral par contacts unilatéraux, ce qui suppose donc qu'il puisse changer de dimensions dans une direction transversale du tube.

II.3.2. Phase de déplacement

Comme déjà dit plus haut, la phase de déplacement ou propulsion doit être produite par un allongement local. Notre système doit donc pouvoir réaliser un allongement dans le sens du déplacement. Ceci suppose donc que le système à développer soit capable de réaliser tantôt un allongement dans l'axe du tube, tantôt un allongement transversal au tube, c'est à dire deux allongements dans des directions orthogonales et de manière successive. Ainsi, compte tenu de l'architecture polymodulaire et du principe de locomotion choisi, le déplacement global du robot sera obtenu par association réfléchie des phases d'appui et des phases de déplacement, donc par actionnement judicieux des systèmes locomoteurs élémentaires (séquences de locomotion et cycles optimaux).

Il nous faut donc développer un système locomoteur générant des déplacements dans deux directions orthogonales et pouvant être assemblé en chenille avec d'autres modules identiques afin de réaliser la locomotion de l'ensemble (avance et recul). Nous cherchons donc à réaliser une structure mécanique répondant à ce problème. Mais la conception de la structure mécanique dépend fortement de l'élément actif qui sera utilisé pour la mettre en action, en l'occurrence ici un alliage à mémoire de forme, ce qui déterminera certains points technologiques ou contraintes fonctionnelles à prendre en compte.

II.4. ELEMENT ACTIF UTILISE POUR LA COMMANDE DE L'ACTIONNEUR

Nous présentons ci-après les différentes raisons qui nous ont fait opter pour l'utilisation d'alliages à mémoire de forme en tant qu'élément d'actionnement de notre structure locomotrice. Historiquement, il existe pour ces matériaux de nombreuses applications passives utilisées pour l'orthodontie, la cardiologie, ou dans les détecteurs d'incendie. Leur utilisation active, où ils sont commandés et inclus dans des mécanismes, se répand de plus en plus.

II.4.1. Simplicité et compacité

Nous avons vu au chapitre 1 que les efforts développés lors de la transformation de phase des alliages à mémoire de forme sont utilisés pour l'actionnement de mécanismes. Les actionneurs AMF jouent à eux seuls le rôle de moteur et ne nécessitent pas de système de réduction de vitesse. Ils peuvent

donc être implantés directement sur la partie à mettre en mouvement (utilisation en 'direct drive'). Les opérations d'assemblage et le nombre de pièces s'en trouvent alors grandement réduits. Les actionneurs AMF sont utilisés avantageusement sous forme de ressorts ou encore de fils. Ils sont légers et relativement répandus dans le commerce. Leur coût de production est faible, leur fiabilité éprouvée (bien que leurs caractéristiques peuvent être différentes d'un échantillon à l'autre).

II.4.2. Capacité de miniaturisation

La miniaturisation des systèmes robotisés nécessite des actionneurs puissants, compacts et légers. La réduction de taille entraîne chez bon nombre d'actionneurs, comme les actionneurs électromagnétiques, une forte réduction de la puissance qu'ils peuvent développer. Comme le montre le diagramme suivant, le rapport puissance/masse des actionneurs classiques diminue fortement lorsque l'on réduit l'échelle, alors que pour des dimensions 'micro' et donc des masses faibles, les alliages à mémoire de forme montrent une bonne efficacité [IKUT-90]. Remarquons qu'une fibre NiTi possède une puissance massique de l'ordre de 100 W/kg, soit à peu près 100 fois plus qu'un muscle [IMTC-92]. De par leur nature, les AMF produisent des déplacements continus importants et supportent une miniaturisation à l'extrême sans altération de leurs caractéristiques fonctionnelles.

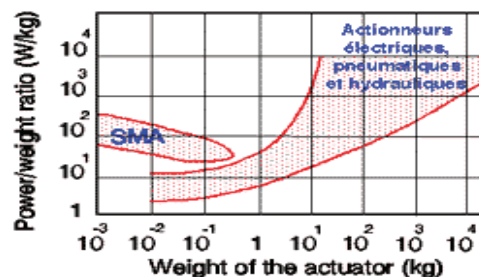


Figure 2.2. : Puissance massique comparée de quelques actionneurs [IKUT-90]

Il est à noter, de plus, que la miniaturisation est intéressante pour un bon fonctionnement des AMF, car elle entraîne de plus faibles temps de réponse et de refroidissement, caractéristiques qui pour des dimensions plus importantes sont un de leurs points faibles [GORB-95]. Ces matériaux actifs sont donc potentiellement très intéressants pour la réalisation d'actionneurs simples et de faibles dimensions [IMTC-92]. Il est ainsi possible d'obtenir des micro-actionneurs en effectuant un dépôt d'AMF sur une structure déformable (exemple des micro-pincettes et micro-pompes).

II.4.3. Facilité de commande

Pour obtenir un effort ou un déplacement actionneur, l'AMF doit être chauffé. Le chauffage à effectuer dépend de la température ambiante [TUKY-99] et peut être réalisé de différentes façons.

Une méthode directe de chauffage utilise l'effet Joule (échauffement dû au passage d'un courant électrique dans le matériau) pour obtenir la transition entre la phase martensitique et la phase austénitique [NAKA-99]. Le NiTi présentant une haute résistivité (80-89 $\mu\Omega\cdot\text{cm}$), cette méthode peut donc être utilisée [WARA-93]. Ceci rend l'alliage à mémoire de forme simple d'utilisation et d'alimentation, met en œuvre peu d'éléments, et est peu coûteux. La tension à appliquer est alors de quelques Volts (plus faible que celle nécessaire pour les actionneurs piézo-électriques ou électrostatiques).

Le chauffage indirect est obtenu en entourant l'AMF d'un matériau de haute résistivité (isolé électriquement de l'AMF), comme par exemple le nickel (dont la résistance est environ 20 fois plus élevée) et chauffé par effet Joule, à l'aide d'un courant plus faible [LIMG-96]. Mais se pose alors le problème du refroidissement.

II.4.4. Vitesse de contraction et de relâchement

Il est vrai que leur vitesse de réponse est limitée par les temps de chauffe et de refroidissement. De plus, à densité de courant identique, le chauffage d'un AMF sera plus lent que le chauffage d'un matériau classique équivalent. Dans le cas particulier des fils de NiTi utilisés au LAB de Besançon, et pour un courant suffisant, le chauffage (resp. le refroidissement) d'un AMF par effet Joule est environ 2,7 (resp. 1,5) fois plus lent que celui d'un matériau traditionnel de même géométrie, de même résistivité, de même coefficient de convection et de même chaleur massique. Cependant, dans l'utilisation de l'effet Joule, le temps de chauffe est fonction de la puissance d'alimentation. Aussi, l'augmentation de celle-ci agira-t-elle sur la vitesse de transformation austénitique.

En ce qui concerne le refroidissement, il existe plusieurs façon de procéder. L'arrêt du chauffage permet un refroidissement passif par convection naturelle dans le milieu ambiant, mais celui-ci est lent. On peut augmenter la vitesse de refroidissement en utilisant la convection forcée ou la conduction à l'aide d'un fluide caloporteur. Cependant ces dernières méthodes nécessitent des appareillages supplémentaires relativement encombrants. L'utilisation de l'effet Peltier inverse pour le refroidissement semble être une solution très avantageuse en terme de vitesse [ABAD-99], et nous conforte dans le choix de ces actionneurs. Cet effet (proportionnel au courant électrique) crée un chauffage (resp. un refroidissement) au niveau des jonctions, qui pour un courant d'environ un ampère et une jonction de section 1 mm² peut être de l'ordre de 100°C (resp. -10°C).

Dans le cas du chauffage de fils AMF par effet Joule (et du refroidissement par convection naturelle), les expressions donnant les temps de chauffe et de refroidissement et basées sur le modèle dynamique développé au LMARC, peuvent être calculées [CHAI-00].

II.4.5. Possibilités de contrôle

L'utilisation d'AMF en tant qu'actionneur nécessite un contrôle du fonctionnement de celui-ci, pour des raisons de précision de déplacement ou simplement de vérification du bon fonctionnement sans surchauffe pour une meilleure durée de vie. On recense diverses méthodes pour le contrôle des actionneurs en alliage à mémoire de forme. Celles-ci utilisent la mesure en continu de variables caractéristiques du système concerné. Les caractéristiques des AMF peuvent être décrites par quatre variables : la température, la contrainte (qui peut se traduire par l'effort généré par l'actionneur), la déformation (qui se traduit par un déplacement) et la résistance électrique. D'un point de vue actionneur, l'effort généré et le déplacement peuvent être considérés comme des variables externes, alors que la température et la résistance électrique sont des variables internes. Il existe donc deux types d'asservissement.

II.4.5.a. Contrôle sur les variables externes

Dans un but de précision de déplacement, on peut effectuer un contrôle sur les variables externes, comme la force générée ou le déplacement. Le déplacement est historiquement la variable la plus utilisée. Mais le contrôle sur ces variables ne permet pas de détecter une éventuelle surchauffe de l'AMF et peut augmenter la fatigue. De plus, il se révèle souvent inadapté et lourd, car la mise en œuvre de capteurs supplémentaires et encombrants est nécessaire.

II.4.5.b. Contrôle sur les variables internes

L'utilisation de la mesure de la température peut être réalisée par des thermocouples, qui sont néanmoins difficiles à mettre en œuvre, surtout sur des fils AMF de très faible diamètre. La mesure précise de la température a pu cependant être réalisée grâce à l'implantation de micro-thermocouples sur un fil d'AMF par l'IGE de Belfort. Le LAB de Besançon a utilisé ce principe de mesure de température pour

développer un modèle de contrôle commande asservi de fils de NiTi utilisés comme actionneurs en microrobotique, où l'hystérésis température/déformation de la transformation de phase est pris en compte [BENZ-98]. Cependant, une mesure précise de la température de l'AMF est difficile, car le micro-thermocouple est posé en surface et n'est pas forcément isolé thermiquement du milieu environnant.

Comme la température, la résistance électrique est en relation directe avec le taux de transformation de phase qui représente l'état interne réel de l'AMF. La figure 2.3 représente la variation de la résistivité d'un alliage à mémoire de forme en fonction de la phase dans laquelle il se trouve. Lorsque l'AMF est chauffé par effet Joule, il peut être intéressant d'utiliser le courant de chauffage pour contrôler la transformation de phase martensite-austénite via une mesure de cette résistance électrique, qui permet par ailleurs de détecter une coupure de circuit. C'est aussi une technique robuste par rapport aux perturbations thermiques intervenant lors de la phase de refroidissement. Elle ne nécessite pas d'instrument ou de capteur spécifique, comme dans la mesure de la température par exemple.

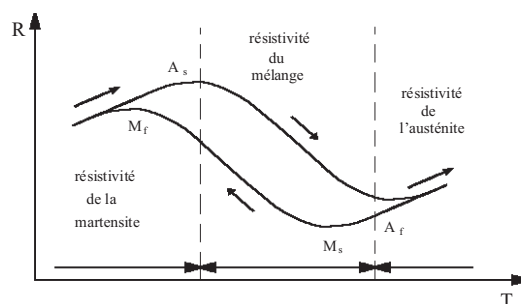


Figure 2.3. : Variation de la résistivité d'un fil lors d'une transformation de phase martensitique [PATO-90]

Elle permet par ailleurs une diminution de l'hystérésis de la transformation de l'AMF, et par conséquent de réaliser la fonction de capteur de position ou de force. En effet, on peut utiliser la relation linéaire qui existe entre la longueur et la résistance électrique de l'AMF. Cette relation ne présente aucun hystérésis (voir chapitre 4), et dans des conditions optimales est linéaire et pratiquement indépendante de la charge appliquée. Ceci n'est pas obtenu pour tous les alliages. Les meilleurs résultats sont obtenus dans des NiTiCu correctement élaborés [VANH99]. Il est donc possible d'avoir un contrôle, soit sur la position, soit sur la force. Après l'endoscope d'[IKUT-88], la mesure de la résistance électrique a été utilisée pour contrôler l'inclinaison des doigts d'une main articulée dans [MIHA-99], où un algorithme spécial a été utilisé pour prendre en compte l'hystérésis de transformation.

II.4.5.c. Utilisation de la logique floue

L'utilisation d'une commande par logique floue permet d'intégrer les propriétés non linéaires des AMF. Un modèle de locomotion commandé de cette manière est proposé dans [TUKY-99] pour contrôler un petit robot bipède utilisant des actionneurs en alliage à mémoire de forme. Un effecteur à l'apparence d'une main humaine est présenté dans [MIHA-99] et [ILIE-99]. Cette main est composée de cinq doigts, équipés chacun de quatre AMF. Chaque AMF est contrôlé individuellement. Un algorithme basé sur la logique floue permet ici encore de compenser les non-linéarités des AMF, sans connaissance de modèle théorique de comportement thermomécanique.

II.4.6. Conclusion

Pour toutes ces raisons, le L.M.S. s'est donc orienté vers l'utilisation des alliages à mémoire de forme sous forme de fils. Cependant, le dépôt de couches minces pourra être envisagé, en ce qui concerne les perspectives de miniaturisation de notre système. Une commande par effet Joule sera développée, ainsi qu'un contrôle de la transformation pour éviter une surchauffe des fils et vérifier leur bon fonctionnement. Nous ne procéderons pas ici à un asservissement de la position de leur extrémité, celui-ci se révélant inutile pour notre système.

III. LE PRINCIPE DU MICROROBOT DU L.M.S.

Conscients des intérêts que présente une architecture polymodulaire à cellules toutes identiques (fabrication en série), le problème est alors de trouver comment obtenir les fonctions déplacement et prise d'appui par un même module. Voici l'idée de base (structure d'un module) que nous avons voulu développer et qui détermine l'architecture de notre robot :

- Faire passer une structure de l'état 1 à l'état 2, l'état 1 réalisant la prise d'appui et l'état 2 le déplacement (fig. 2.4.a)
- Intercaler entre les structures un mécanisme d'orientation actif, pour réaliser le changement de direction, ou passif pour la conformation aux courbures du réseau de tuyaux (fig. 2.4.b)
- Adapter à la structure, si celle-ci ne le permet pas déjà, un mécanisme d'appui passif ajustable, de manière à s'affranchir d'éventuelles variations du diamètre du tube, et/ou pouvoir adapter un même robot à des conduits de différentes tailles (fig. 2.4.c)

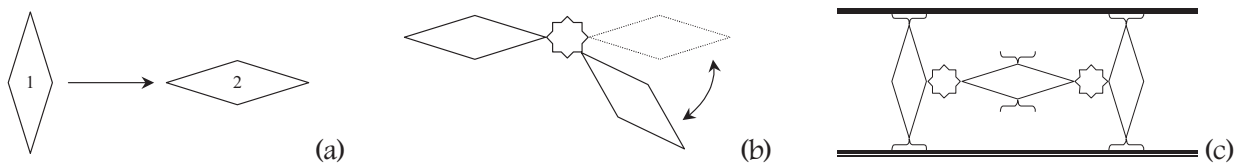


Figure 2.4. : *Structure pouvant passer d'un état 1 à un état 2 (a), deux structures reliées par un mécanisme d'orientation actif ou passif (b) et microrobot composé de trois structures munies d'un mécanisme d'appui passif ajustable (c) à l'intérieur d'un tube*

III.1. MODULE DE LOCOMOTION

III.1.1. Structure mécanique

III.1.1.a. Recherche de solutions

Dans le but de miniaturiser à l'extrême des entités capables de créer un déplacement, une structure très simple à nombre de pièces minimal serait la bienvenue. La structure devant réaliser prise d'appui et déplacement peut avoir différentes formes. Il nous faudra choisir une forme particulière, la plus simple possible (pour faciliter la réalisation technologique).

Certains principes basés sur des mécanismes classiques viennent immédiatement à l'esprit (systèmes vis-écrou, mécanismes à barres ou à ressorts), mais n'ont pas fait l'objet d'une recherche détaillée de solutions technologiques parce qu'elles nécessitent un nombre trop important de pièces et d'articulations (problème de miniaturisation et d'assemblage).

Pour créer des mouvements de locomotion, on peut se servir d'un fluide de façon passive, c'est à dire comme unique moyen de transmission de puissance. Ainsi, l'utilisation de membranes pressurisées (fig. 2.5) peut permettre de réaliser des modules actionneurs intéressants et fonctionnant dans deux directions utiles. La prise d'appui peut alors se faire dans des tubes même verticaux avec une certaine adhérence et une adaptabilité relative à différents diamètres de tubes.

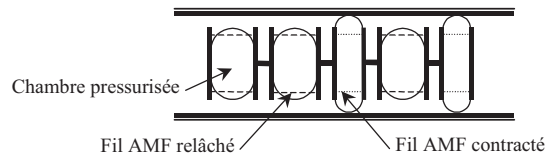


Figure 2.5. : *Robot à modules pressurisés actionnés par AMF*

La seconde solution envisagée (fig. 2.6.a) est composée de cellules composées d'un squelette en AMF en forme de trident noyé dans un corps en élastomère. La contraction de l'AMF provoque un rétrécissement des dimensions longitudinales, ce qui entraîne à la fois rétrécissement d'un module et rupture du contact avec la paroi. Il est nécessaire d'utiliser au moins trois modules pour fabriquer une entité autonome pouvant réaliser un cycle de locomotion. Un cycle pour un robot composé de cinq modules est représenté figure 2.6.b. Le déplacement global au bout de ce cycle vaut 3 fois la différence de longueur entre la phase refroidie et la phase chauffée d'une cellule. L'avance ou le recul qu'elle permet de réaliser est directement proportionnel à l'allongement du trident en AMF. Notons que des études sont actuellement en cours sur l'inclusion de matériaux à mémoire de forme dans des élastomères à l'Université de Metz au LPMM (Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux).

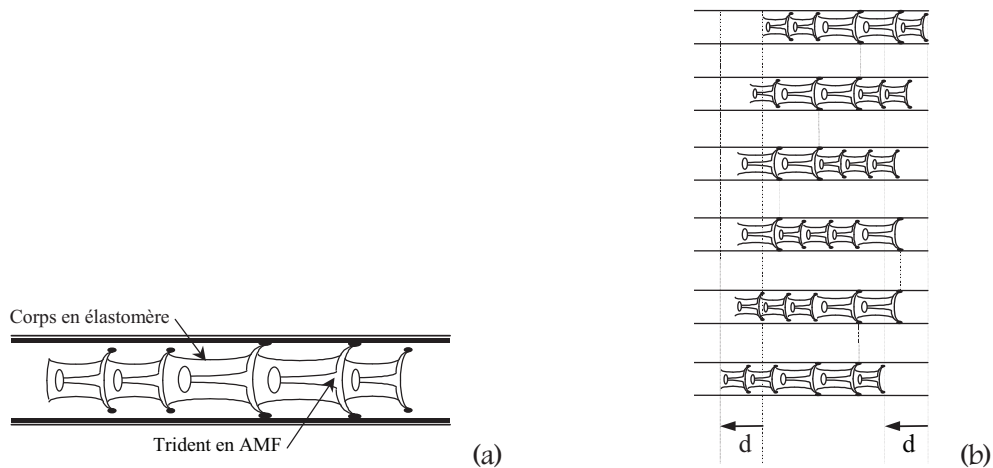


Figure 2.6. : *Microrobot composé de cinq cellules composites (élastomère à inclusion d'AMF) (a) et cycle de locomotion (b)*

Dans les deux solutions précédentes, la membrane pressurisée (ou l'élastomère) permet de créer des efforts de rappel nécessaires à l'utilisation d'AMF simple sens (cf. annexe 9). Le déplacement réalisé par une cellule est progressif. Ceci est dû au comportement thermomécanique de l'alliage à mémoire de forme.

Mais ces solutions réalisent toutes deux des actionneurs dont les déplacements sont directement liés à la déformation de l'AMF, qui est de quelques pour-cent. Ceci amène deux conséquences. La première est que, étant donnée la faible vitesse d'excitation possible des AMF, l'obtention d'une vitesse suffisante de déplacement du robot passera nécessairement par une amplification du pas, donc du mouvement généré par l'AMF. Il est vrai que le ressort AMF constitue déjà d'une certaine façon un système d'amplification intrinsèque de la déformation du fil le constituant, mais il y a toujours nécessité d'une structure porteuse. Aussi semblerait-il plus intéressant de développer une structure porteuse amplificatrice de la déformation de l'AMF. De plus, le fait que la déformation de l'AMF puisse présenter des variations (mauvaise répétabilité) au cours du temps, peut poser problème, notamment quant à la fiabilité de positionnement du robot (repérage) dans le cas d'une commande en boucle ouverte. Les causes peuvent être une mauvaise stabilité du comportement thermomécanique de l'alliage (décalage du cycle d'hystérésis) ou plus souvent une instabilité thermique due aux fluctuations du milieu environnant et causant des transformations de phase incomplètes ou partielles. L'idéal serait donc que le système locomoteur permette un découplage mécanique entre l'AMF actionneur et la structure porteuse amplificatrice de mouvement, de manière à fiabiliser le déplacement global du robot.

III.1.1.b. Structure à deux états stables

La recherche d'une structure simple ayant deux dimensions principales, de manière à pouvoir obtenir deux déplacements dans des directions perpendiculaires entre elles, nous a amené à envisager le cas d'un cadre carré formé de plaques rectangulaires jointives selon leur petit côté.

Il nous a semblé intéressant de remarquer le comportement d'un tel cadre lorsqu'on impose un déplacement des quatre coins de celui-ci vers une position finale permettant le flambage de chacune des plaques (c'est-à-dire que le carré formé par les quatre coins est plus petit que celui formé par le cadre au repos). En effet, si les quatre coins du cadre sont montés de telle manière qu'une liberté en rotation (selon l'arrête) leur est laissée (fig. 2.7.a et b), la structure ainsi obtenue présentera deux configurations d'équilibre stable, correspondant au premier mode de flambage (déformée d'un côté en 'C'). En effet, celui-ci est largement favorisé car il présente la plus faible énergie de déformation, en regard des modes deux (déformée en 'S') et trois (déformée en 'M') pour lesquels l'état d'équilibre est instable (fig. 2.7.c).

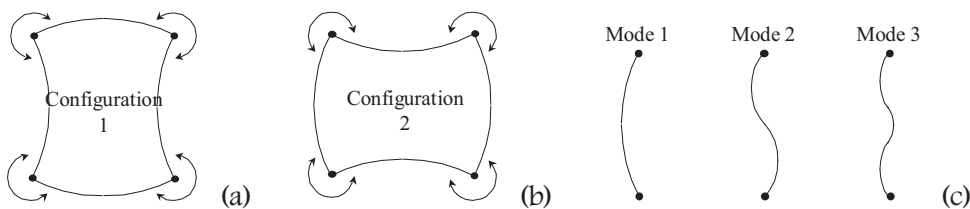


Figure 2.7. : Les deux configurations d'équilibre stable d'un cadre carré forcé en post-flambage symétrique (a et b) et les trois premiers modes de post-flambage (c)

Le passage d'une phase à l'autre pourra se faire par application d'un effort suffisant (ou d'un déplacement imposé) à l'aide d'un actionneur AMF. Une telle structure présente plusieurs intérêts : les positions d'équilibre stable sont identiques à chaque nouveau cycle et le déplacement nécessaire au basculement de l'actionneur peut être plus faible que le déplacement global de la structure (mais il doit être suffisant). Ce dernier point sera justifié dans le chapitre 4. Ceci entraîne donc le fait que, selon la position des fils AMF sur la structure, celle-ci amplifie plus ou moins la déformation de l'actionneur, et qu'elle permet aussi de s'affranchir des éventuelles incertitudes sur l'allongement de celui-ci. Ainsi, le déplacement global du robot pourra être découplé de celui des actionneurs (fonctionnement tout ou rien, à partir d'une valeur seuil).

On choisit donc de réaliser, en premier lieu, la structure de la manière suivante (fig. 2.8) :

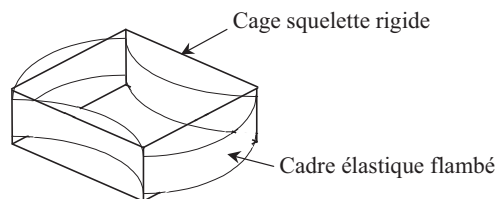


Figure 2.8. : Structure mécanique de base de l'actionneur

III.1.2. Implantation des AMF

La structure doit être munie d'un ou de plusieurs fils AMF, de manière à être actionnée. Le choix de la disposition de ceux-ci doit être fait judicieusement. Différents positionnements sont possibles. Nous avons vu dans le chapitre 1 que l'actionneur AMF était généralement implanté directement sur la partie à mettre en mouvement. Son allongement, ou son rétrécissement, correspond alors exactement (ou à un bras de levier près) au déplacement de la pièce mobile. On dit alors qu'il est utilisé en direct drive. C'est ce que l'on a rencontré dans tous les exemples cités au chapitre 1.

Pour faire basculer la structure d'un état d'équilibre stable à l'autre, on peut procéder de plusieurs façons. Si l'on considère le cas le plus évident, il convient de rapprocher l'un de l'autre les centres de deux plaques en vis-à-vis, c'est à dire d'imposer un déplacement dans le sens du basculement. Dans ce cas, on peut munir la structure de fils actionneurs positionnés transversalement aux plaques, comme montré fig. 2.9.a. Mais il faut alors s'assurer que le déplacement généré par le fil actionneur (et aussi par conséquent l'effort) est suffisant pour créer le basculement. Si cependant l'effort disponible était insuffisant, celui-ci pourrait être augmenté dans une certaine mesure en utilisant un fil actionneur de diamètre supérieur ou en montant plusieurs fils en parallèle. Remarquons que l'on pourrait aussi générer des couples actionneurs au niveau des quatre pivots pour réaliser le basculement.

On peut cependant positionner le fil actionneur d'une toute autre manière. A l'image d'un obstacle à la position d'équilibre stable, le fait de positionner le fil actionneur le long de la plaque considérée (fig. 2.9.b) peut, lui aussi, permettre d'accéder au basculement de la structure dans l'autre état d'équilibre stable. Là aussi, le fil actionneur doit être capable de fournir un couple déplacement - effort suffisant et adapté. Remarquons cependant que, par rapport à la solution précédente, le raccourcissement nécessaire du fil sera plus faible ici, alors que l'effort risque d'être plus important. Ce résultat sera justifié dans le chapitre 4. Compte tenu des capacités de raccourcissement des AMF (taux de contraction disponible inférieur à 8 %), nous choisirons donc de positionner les fils actionneurs longitudinalement aux côtés du cadre élastique, car c'est le positionnement qui permettra d'obtenir la plus grande flèche de post-flambage, donc le plus grand déplacement de l'actionneur, et par conséquent, la plus grande amplification de déplacement.

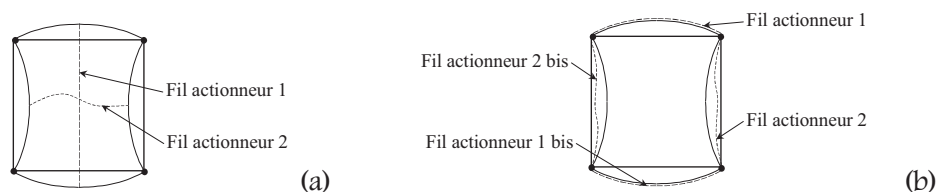


Figure 2.9. : *Structure munie de fils actionneurs placés à l'intérieur de la structure (a) (transversalement aux plaques) et le long de la structure (b) (longitudinalement aux plaques)*

Nous avons représenté sur la figure 2.9 les deux positionnements possibles des fils actionneurs, avec les fils positionnés sur les côtés strictement nécessaires au basculement. Mais selon les dimensions données au cadre élastique et au squelette ou même les éventuels chargements mécaniques pouvant agir sur la structure, l'actionnement de deux côtés opposés ne suffit pas toujours à l'obtention du basculement. Dans un souci de fiabilité du passage d'un état d'équilibre stable à l'autre, nous choisirons de positionner les fils sur tous les côtés de manière à les actionner simultanément (fig. 2.10).

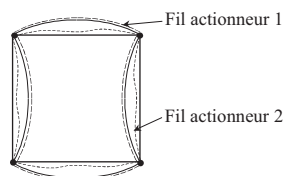


Figure 2.10. : *Positionnement actuel des fils actionneurs*

III.1.3. Cycles locomoteurs

Maintenant que nous disposons d'une structure permettant de réaliser, par chacun de ses états d'équilibre, la prise d'appui dans le tube et l'allongement local nécessaires en locomotion de type 'inch-worm', il convient de déterminer le nombre de modules devant constituer notre microrobot et de voir comment agencer les différentes phases pour obtenir son avance ou son recul dans le tube. L'analyse mécanique de ces cycles sera réalisée au chapitre 3.

III.1.3.a. Cycle de type 'earth-worm' (lombric)

La génération de cycles de locomotion de reptation type 'inch-worm' (chenille) nécessite en théorie un minimum de trois modules. La figure 2.11 montre les différentes étapes d'un cycle de déplacement utilisant la structure à deux états tout ou rien, en comparaison des étapes d'un cycle 'inch-worm' classique, où se succèdent les phases de perte de contact (l'état d'appui est représenté vertical), d'allonge locale (l'état d'allonge est représenté horizontal), de prise de contact et de raccourcissement local. La vitesse d'avance est directement liée à la flèche obtenue en post-flambage du cadre élastique. Sur ce cycle, l'avance effective vaut 4 fois la valeur de la flèche f d'une poutre flambée (qui est aussi égale à la différence entre la grande longueur D et la petite longueur d du module d'allonge). Ainsi, les deux cycles présentés sont-ils équivalents en terme de pas.

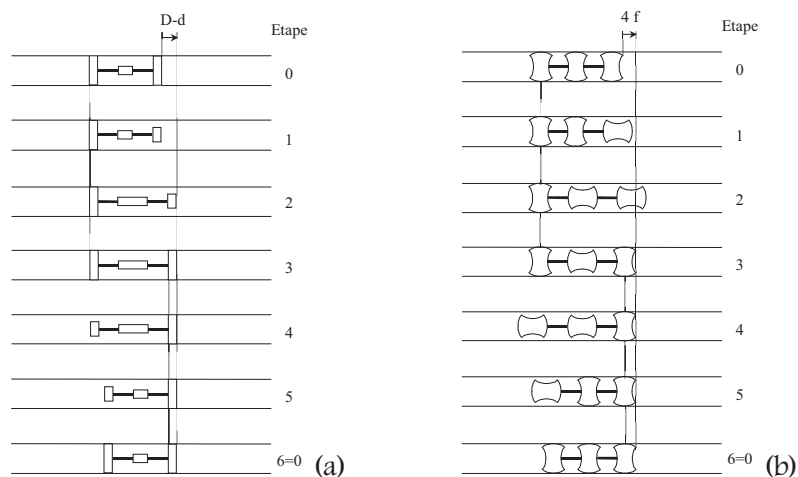


Figure 2.11. : Cycle inch-worm classique (a) et cycle earth-worm associé (b)

Alors que dans le cycle 'inch-worm' classique la cellule élémentaire est constituée de deux modules d'appui et d'un module d'allongement, les trois modules de notre cellule sont identiques et réalisent les deux tâches. Aussi, il existe un couplage entre ces deux tâches, à savoir que lorsqu'un module n'est pas en contact, il est forcément allongé, ce qui n'est pas le cas en locomotion 'inch-worm' classique. Nous conviendrons donc de nommer ce type de reptation, une reptation de type 'earth-worm', car elle se trouve être plus proche de la locomotion du lombric (fig. 2.12) que de celle de la chenille.

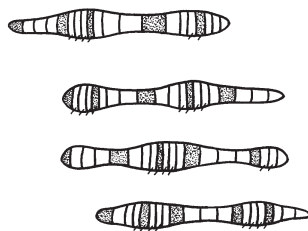


Figure 2.12. : Etapes intervenant dans le mouvement d'avance d'un lombric

III.1.3.b. Nombre de modules constituant le robot et recherche systématique de cycles

Nous venons de voir que la reptation générée par notre module se rapproche de la locomotion du lombric. Ceci entraîne une meilleure stabilité du robot dans le tube, car lorsque le mouvement d'allonge n'est pas nécessaire, le contact est effectif. Il est vrai que dans le cycle présenté plus haut, qui n'est pas minimal, c'est-à-dire qu'il peut éventuellement s'affranchir de certaines étapes pour réaliser le même pas, il existe des configurations du robot où deux modules sur trois se trouvent être en porte-à-faux. Il

convient alors, pour limiter le nombre de modules en porte-à-faux, d'ajouter des modules à ce robot. De plus, alors que pour un robot composé de trois modules, le choix de cycles de locomotion à disposition pour créer l'avance du robot est très restreint, voire unique si l'on ne considère pas les cycles réduits et minimal basés sur le principe 'inch-worm', l'augmentation du nombre de modules permet un choix plus large de cycles d'avance. Ce résultat est déjà vrai si l'on utilise quatre modules. Nous choisirons de réaliser un robot composé de cinq modules, car une conséquence de cette remarque est la mise à disposition d'un nombre important de cycles locomoteurs, possédant chacun leurs avantages (et leurs inconvénients), ce qui permettra aussi d'ouvrir des perspectives en terme de recherche de cycle optimal pour une application donnée.

Ainsi, pour un robot composé de cinq modules, qui possèdent chacun deux états, il existe $2^5=32$ configurations possibles du robot. Une de ces configurations, qui ne réalise aucun appui, ne sera pas considérée par la suite. Pour une recherche systématique de cycles, il est nécessaire de se définir des règles. Mais pour limiter le nombre de cycles idéaux, on choisira de baser la reptation de type 'earth-worm' du robot sur la progression d'une onde de déplacement liée au(x) module(s) excités pour réaliser l'allonge locale.

Ces règles vont dépendre du nombre total minimum α d'appuis souhaité (compris entre 2 et 4), du nombre d'appuis adjacents autorisés ou souhaités β (compris entre 1 et 4, et inférieur ou égal à α) et du nombre de modules flottants permis à la suite γ (compris entre 1 et 3, et au plus égal au complémentaire du nombre de modules en contact) qui concerne les modules en phase d'allongement et qui peuvent se trouver soit reliés à un seul appui (en porte-à-faux), soit entre deux appuis (suspendus). Il faudra par ailleurs veiller à ce que d'une étape à l'autre, il existe au minimum un contact maintenu (point d'ancrage). En utilisant ces considérations, nous pouvons déterminer la configuration de départ puis les étapes à effectuer pour créer un cycle de locomotion théorique par le choix du triplet $(\alpha ; \beta ; \gamma)$.

De plus, au bout d'un cycle de locomotion, le déplacement global du robot devra être non nul. En effet, certaines séquences peuvent quelque fois conduire à un retour à l'origine au bout du cycle. Il sera donc nécessaire de déterminer les règles adéquates à une génération automatique de cycles. Notons que cela pourrait avoir des conséquences intéressantes dans des applications futures où le robot autonome serait amené à explorer des réseaux de tubes de cartographie inconnue et où la réactivité et l'adaptabilité à des circonstances imprévues seraient tributaires de la génération d'un cycle de locomotion viable, adapté à la situation. Une telle étude constituera une perspective à envisager pour l'utilisation de notre robot.

Nous présentons maintenant les différents atouts ou particularités à travers quelques séquences types.

III.1.3.c. Nombre de modules d'appui

Le nombre de modules en contact est un paramètre important.

Plus le nombre de contacts est élevé, plus la stabilité du robot dans le tube sera bonne, et plus la charge embarquée pourra être importante (néanmoins sous certaines conditions que nous verrons au chapitre 5, concernant le basculement du module et les efforts tangentiels au contact avec le tube).

Alors que dans la séquence utilisant trois modules, le positionnement et la prise de référence du robot sont réalisés par un unique module (étapes 2 et 4, par exemple), l'utilisation de cinq modules permet de réaliser une prise d'appui permanent par plusieurs modules simultanément, comme le montre la figure 2.13. Aussi, dans le cas de réseaux de tubes, l'utilisation de nombreux modules mais aussi de nombreux points d'appui permet de mieux appréhender le passage des coudes. Elle montre aussi un intérêt indéniable pour le passage de bifurcations, où la prise de contact à cet endroit se révèle impossible par l'absence de paroi.

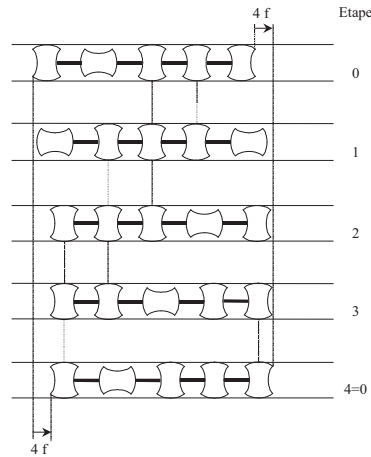


Figure 2.13. : Cycle composé d'étapes assurant une bonne stabilité du robot (de trois à quatre appuis)

III.1.3.d. Nombre de modules flottants

Le nombre de modules flottants ou en porte-à-faux est un autre paramètre influent. Il s'avérera qu'un grand nombre de modules flottants adjacents diminuera la stabilité (fig. 2.14) et créera en pratique des contraintes de conception. En effet, les modules en porte-à-faux généreront, au niveau de la liaison avec le module d'appui porteur et dans le cas d'un tube horizontal par exemple, un couple non négligeable pouvant être néfaste au fonctionnement du robot, tout comme la flèche obtenue à l'extrémité du porte-à-faux (de par son élasticité naturelle et l'effet de son poids propre et des éventuelles charges embarquées) ne devra pas générer de collision avec la paroi du tube (fig. 2.14.b). En ce qui concerne les modules dits suspendus, on pourra faire les mêmes remarques, même si pour un même nombre de modules flottants, la flèche à l'extrémité du porte-à-faux est la plus importante donc la plus gênante. Par ailleurs, des contraintes internes ou des efforts hyperstatiques peuvent découler de l'action de la pesanteur sur les modules suspendus entre deux contacts. Par contre, on observera généralement qu'un grand nombre de modules flottants permet de réaliser un grand pas à chaque cycle. C'est le cas des exemples de la figure 2.14, où le déplacement à l'issue d'un cycle passe de 8 à 12 fois la valeur de la flèche f .

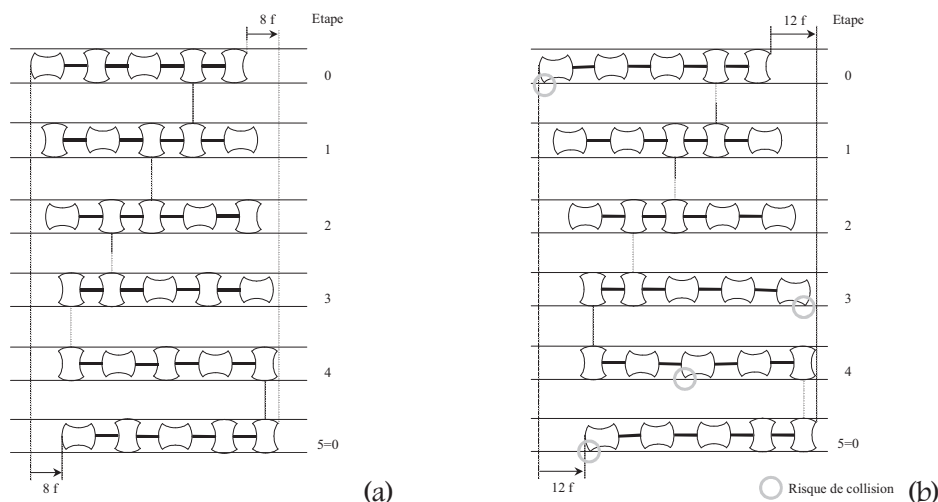


Figure 2.14. : Cycle utilisant peu de modules flottants adjacents (a) et un grand nombre de modules flottants adjacents (b)

Dans un tube vertical, d'autres contraintes auront lieu, principalement des efforts de traction ou compression dus aux modules flottants.

III.1.3.e. Gestion de l'avance et du recul du robot

En ce qui concerne le mouvement de recul, celui-ci sera simplement déduit d'un cycle d'avance en inversant l'ordre des étapes. Par contre, si ceci est valable d'un point de vue cinématique, nous verrons au chapitre 3 qu'il n'en est pas de même en terme d'efforts et de sollicitation des différents modules, notamment pour la reptation dans un tube vertical (notions de traction et de poussée). Nous montrons sur la figure 2.15 un exemple de cycle locomoteur, et sa traduction en terme d'excitation des fils actionneurs des différents modules pour un mouvement d'avance et un mouvement de recul. Pour chaque module, le fil 1 permet la transition de l'état d'allonge à l'état d'appui, le fil 2 permet de passer de l'état d'appui à l'état d'allonge. On notera Q le module de queue, QM le module queue-milieu, M le module milieu, MT le module milieu-tête et T le module de tête. Q1 signifie donc, par exemple, que l'on actionne le fil 1 du module de queue Q.

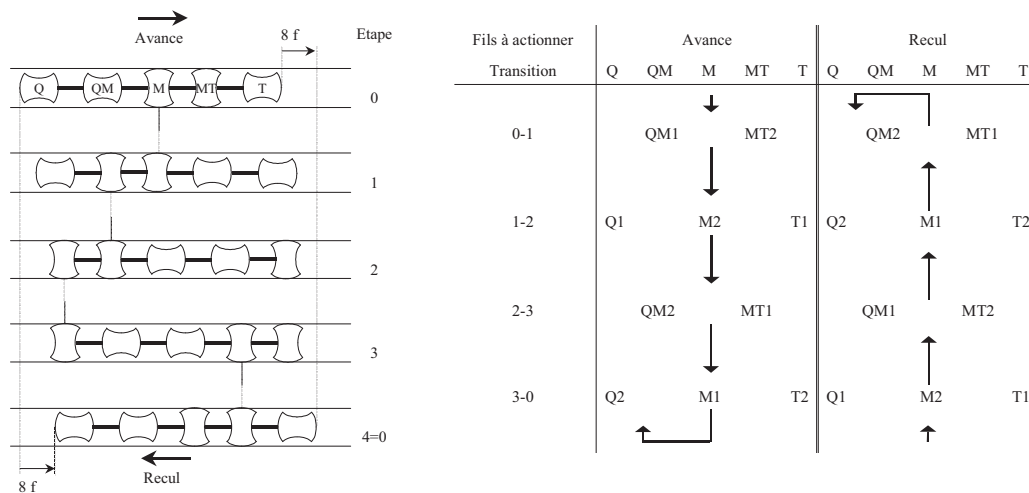


Figure 2.15. : Cycles d'actionnement des fils AMF pour obtenir l'avance et le recul du robot

III.1.3.f. Estimation de la vitesse de déplacement du robot

Les différentes étapes intervenant dans la réalisation de cycles de locomotion sont fonction du nombre de modules en contact et flottants. Suivant les contraintes données par le triplet $(\alpha ; \beta ; \gamma)$, le nombre d'étapes pour obtenir un cycle sera variable, tout comme le pas réalisé. Par conséquent, la vitesse de déplacement du robot pourra être déduite du pas réalisé et du nombre d'étapes constituant le cycle (fig. 2.16). Aussi, un cycle générant un grand pas n'induera pas forcément une grande vitesse de déplacement. Celle-ci dépendra aussi du nombre d'étapes constituant le cycle. On pourra aussi à partir d'un cycle donné, augmenter la vitesse globale du robot en actionnant simultanément plusieurs modules si ceci ne nuit pas à leur bon fonctionnement.

Mais en pratique, la vitesse de déplacement n'est pas strictement inversement proportionnelle au nombre d'étapes constituant le cycle. En effet, la durée d'un cycle est la somme des temps nécessaires au passage d'une étape à sa suivante. Ces temps dépendent non seulement des durées de chauffe et de refroidissement des fils actionneurs, mais aussi des durées de basculement sous charge des modules (effets dynamiques du basculement de la structure élastique). Ils sont donc fonction des vitesses de changement d'état des cellules, et ne sont pas forcément identiques (à cause de la dissymétrie des chargements mécaniques évoquée au chapitre 3). Le calcul d'une vitesse précise du robot pour un cycle locomoteur particulier devra dans un premier temps être estimé à partir de résultats expérimentaux des temps de réponse des modules locomoteurs sous différents chargements. On pourra par une approche théorique ne déterminer qu'une vitesse approchée du déplacement du robot (chapitre 4).

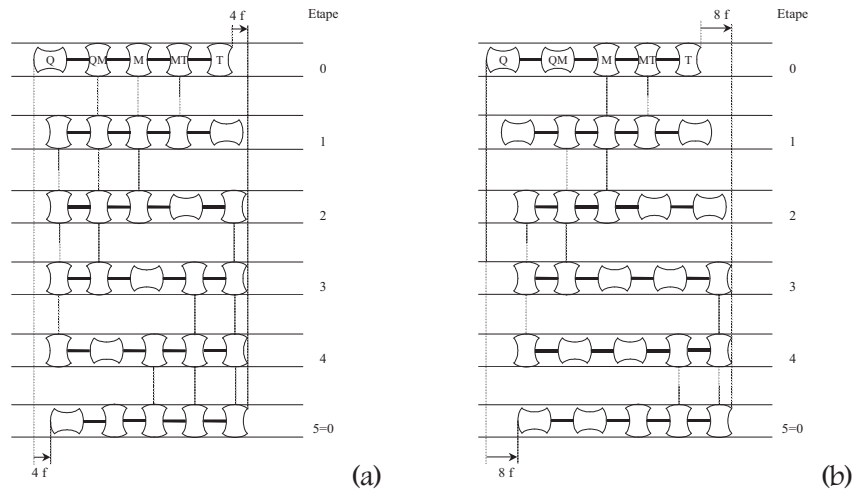


Figure 2.16. : Exemples de cycle permettant deux vitesses de déplacement du robot, par augmentation du pas à nombre d'étapes constant

III.1.3.g. Choix du cycle selon l'application

Au vu des remarques faites jusqu'à présent, et compte tenu de la diversité des cycles locomoteurs à disposition, nous conviendrons aisément que le choix d'un cycle locomoteur peut se faire suivant différents critères : vitesse du robot, stabilité dans le tube, charge devant être embarquée, fiabilité du déplacement (mauvais positionnement dû à la trop grande souplesse du robot). En conséquence, le choix du cycle dépendra des contraintes relatives à l'application visée.

Les cycles locomoteurs obtenus doivent cependant être validés. En effet, un cycle qui peut sembler a priori valide en terme de cinématique ne l'est peut-être pas en terme d'efforts. Ainsi, une première étude de faisabilité devra prendre en compte les capacités statiques réelles des modules dans leur configuration à chaque étape du cycle locomoteur, de manière par exemple à s'affranchir de basculements intempestifs ou de s'assurer de la stabilité de la configuration du robot au repos. Une étude devra ensuite permettre de vérifier la capacité dynamique des modules en terme de basculement d'un état à l'autre en présence de charges symbolisant les interactions module-module, en négligeant les forces de frottement au contact. Ces deux études permettront de valider au chapitre 5 un cycle de locomotion choisi. Il va de soi que la validation définitive d'un cycle devra être faite de manière expérimentale avec le robot complet. Remarquons que les deux études de présélection des cycles pourront, par l'analyse des sollicitations des différents modules, amener à rajouter des étapes intermédiaires dans ces cycles, afin de limiter les sollicitations si celles-ci sont néfastes au bon fonctionnement du robot, ou de supprimer d'éventuels efforts internes dus à des décalages de basculement de modules actionnés simultanément (commande synchronisée mais déphasages du comportement mécanique) et engendrant des frottements ou glissements.

III.1.4. Conclusion

Les solutions technologiques qui font appel à des mécanismes classiques sont nombreuses et variées. Cependant, elles montrent le principal inconvénient d'être le plus souvent l'assemblage d'un nombre élevé de pièces différentes. Ceci devient gênant dans le cadre de la microrobotique, la fabrication et le montage de tels mécanismes nécessitant l'utilisation d'outils adaptés.

Dans cette optique, la structure à deux états vue précédemment se place en avant vis-à-vis des autres solutions. En effet, elle possède l'extrême avantage d'être, a priori, très simple et de n'être composée que de quelques pièces. Le déplacement réalisé par un module est du type « tout ou rien » ou « flip-flap ». C'est l'intérêt majeur de cette solution, qui permet donc de découpler, a priori, la vitesse et

le déplacement total du robot des caractéristiques thermomécaniques des AMF et des variations possibles de leur comportement lors de leur transformation de phase. Ce sont ces deux avantages réunis qui nous ont fait opter pour cette solution. De plus, le déplacement effectif de la structure est plus important que celui du fil AMF ; la structure agit donc comme un amplificateur des déformations des AMF.

Nous avons vu que cette structure, associée avec d'autres structures identiques, permet de créer l'avance ou le recul du robot ainsi constitué, par actionnement judicieux des différents fils AMF. En vue du montage des modules les uns avec les autres, il a fallu donner une forme fonctionnelle aux flasques constituant le squelette rigide. Ils sont représentés sur la figure 2.17, maintenant le cadre élastique en post-flambage, sur lequel sont montés les deux fils AMF nécessaires à la commande de cet actionneur de locomotion. Une forme en croix est choisie, car elle répond aux trois remarques suivantes. Tout d'abord, l'orientation de montage d'un module par rapport à son voisin doit être possible pour répartir au mieux les points d'appui selon la section du tube et ainsi permettre une bonne stabilité du robot. Ensuite, deux modules voisins doivent pouvoir se rapprocher lors du passage en flèche intérieure de l'un, de l'autre ou des deux modules, sans gêne au niveau de leur liaison. Enfin, ceci permettra une plus grande capacité de flexion intermodulaire pour permettre au robot de passer des coudes à faible rayon de courbure.

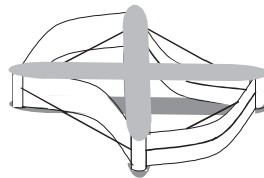


Figure 2.17. : *Fils actionneurs montés sur le cadre élastique en post-flambage*

Nous avons vu comment se composait notre structure de locomotion. Il nous faut maintenant présenter les pièces annexes entrant dans la constitution du robot complet, ainsi que leurs rôles respectifs.

III.2. PIÈCES ANNEXES

Le robot le plus simple, utilisant notre actionneur et le principe de locomotion décrit précédemment, est celui constitué des cinq modules montés bout à bout. Mais tel quel, ce robot ne peut circuler que dans des tubes rectilignes.

C'est pourquoi notre microrobot doit être muni de pièces intermédiaires réalisant la liaison entre chaque module locomoteur. Ces liaisons doivent être flexibles de manière à ce que le robot puisse se conformer à la géométrie du tube, c'est à dire pouvoir prendre des virages de rayon et d'orientation dans l'espace 3D quelconques.

De plus, même si par des considérations mécaniques nos modules locomoteurs peuvent prendre appui tels quels sur la paroi du tube, il convient de développer une pièce permettant de réaliser l'interface module / tube pour des raisons d'isolement et d'adhérence. Notons que le principe du module, à ce stade de conception, autorise une légère variation du diamètre du tube.

III.2.1. Interface module / tube

Étant donné le passage de fils AMF le long des plaques élastiques extérieures, il semble indispensable, dans le cas où la paroi du tube est métallique, de réaliser un isolement électrique. Cet isolement peut être réalisé localement par le dépôt d'une couche isolante sur le fil AMF ou par écartement de celui-ci de la surface du tube pour supprimer le contact AMF / paroi. On peut par la

même occasion améliorer les caractéristiques mécaniques d'adhérence au contact, ou simplement les adapter à la nature du tube, en plaçant au centre des deux plaques réalisant le contact module - tube un petit tampon adhérent (fig. 2.18). Certaines mousses de polyuréthane ou caoutchoucs peuvent convenir.

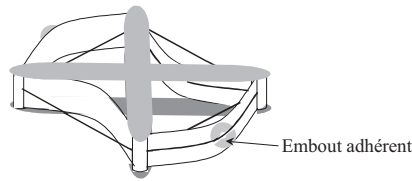


Figure 2.18. : *Module muni d'un embout de contact*

Mais lorsque le module en contact passe dans son état d'allonge, l'embout déposé sur la plaque doit permettre le passage du fil AMF alors tendu. Cet embout doit donc se partager en deux parties laissant le passage au fil actionneur. De plus, lorsque le module en phase d'allonge reprend sa phase de contact, le basculement du cadre élastique doit assurer de repousser le fil AMF non chauffé jusqu'à ce qu'il l'épouse en fin de course. Dans le cas de modules à faible flèche de post-flambage, ceci est assuré automatiquement. Par contre, quand la flèche de conception du module locomoteur est plus grande, il arrive assez fréquemment que le fil passe au bord de la plaque (fig. 2.19) et que celle-ci atteigne sa position d'équilibre stable sans que le fil ne l'épouse. Pour éviter ce type d'incident qui empêche le fonctionnement ultérieur de l'actionneur de locomotion, on peut soit augmenter la largeur des plaques, ce qui a pour conséquence l'augmentation de l'effort actionneur à délivrer, soit guider le fil tout au long des étapes de basculement. C'est à la limite de ce cas que se trouve notre module. Il faut donc développer une pièce guide-fils qui pourra être le support d'un éventuel embout d'adhérence. Nous verrons ci-après que cette solution, qui peut paraître lourde, présente un avantage intéressant.

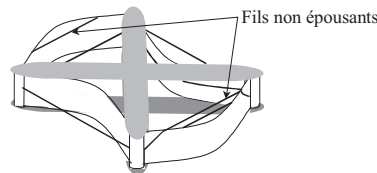


Figure 2.19. : *Glissement des fils*

Cette pièce guide-fils devra être montée pour chaque fil sur chaque plaque. Il faudra donc 8 pièces guide-fils par module. Ceci peut sembler contradictoire en regard du souci de simplicité et de miniaturisation que nous avons voulu pour notre module. Mais remarquons que ces pièces guide-fils doivent être encastrées sur le cadre élastique, car elles ne transmettent pas de mouvement. Ainsi, elles peuvent être intégrées au cadre élastique lors de la fabrication, et donc intervenir dans une réalisation de type monolithique sans problème majeur, comme l'illustre la figure 2.20.

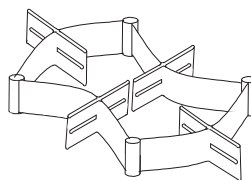


Figure 2.20. : *Cadre guide-fils monolithique*

Le guide-fils est prévu pour guider à chaque instant le fil AMF actionneur. En particulier, il doit le guider lorsque celui-ci vient d'être actionné, qu'il est encore tendu, et que la plaque a basculé en position d'équilibre symétrique. Cela implique que le guide-fils doit avoir une longueur légèrement supérieure à la flèche de la plaque en post-flambage. Nous avons vu que le guide-fils est nécessaire

dans le cas où la flèche de post-flambage est importante. Il possède donc une longueur relativement importante en comparaison des dimensions de l'actionneur de locomotion. Nous conviendrons donc de nommer cette pièce 'patte guide-fils', car elle interviendra pour le contact du module avec le tube (fig. 2.21). Cette notion de patte nous amène à envisager une adaptation du robot à des tubes de diamètres très différents, par l'unique modification adéquate de cette longueur de patte. Ceci en ferait donc un robot adaptable à différents diamètres de tube, sans changer le principe de fonctionnement, les dimensions fonctionnelles ou même les éléments actifs.

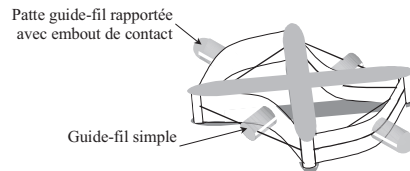


Figure 2.21. : *Module locomoteur muni de deux pattes guide-fil et de deux guide-fil simple*

III.2.2. Interface module / module

Nous avons vu que l'assemblage des modules entre eux nécessite le développement d'une liaison flexible. Remarquons dès à présent que cette liaison doit pouvoir trouver un point d'attache sur chacun des deux cadres à relier. Mais comme nous l'avons vu précédemment, le passage des fils actionneurs mobiles peut empêcher de trouver un point d'attache suffisamment large. Aussi, l'utilisation des guide-fil simples, pour réaliser la fixation des liaisons inter-module sans gêner le passage du fil actionneur lorsqu'il est tendu, semble naturelle.

Dans un premier temps, nous pensons qu'une liaison flexible passive sera suffisante. On pourra ensuite s'orienter vers une liaison orientable active, si l'on s'aperçoit que les efforts de réaction aux points d'appui dans le tube, résultant de la raideur de la liaison passive, sont trop importants. En ce qui concerne la conception de la liaison passive, il nous semble intéressant d'envisager une solution du type ressort hélicoïdal de traction à spires jointives, comme représenté figure 2.22. En effet, nous nous sommes aperçus qu'avec certaines proportions (diamètre du fil, diamètre d'enroulement, longueur utile) et pour certains matériaux, un tel ressort présentait les caractéristiques suivantes : une bonne rigidité à la compression axiale, une assez bonne rigidité à la traction et une grande flexibilité. Cependant, une étude de faisabilité détaillée doit être réalisée en tenant compte des conditions suivantes :

- l'allongement du ressort doit être limité
- lorsque celui-ci est en phase de compression longitudinale, il ne doit pas se produire de flambage latéral du ressort
- lorsque le robot se trouve en configuration où plusieurs modules se trouvent en porte-à-faux, la flexion des liaisons combinée à la déformation des cadres élastiques ne doit pas engendrer une collision du module extrême avec le tube
- si le calcul impose alors au ressort une rigidité à la flexion trop importante, qui s'avère néfaste à un comportement correct du robot lors de la prise de virages, il faudra soit utiliser un cycle de locomotion mettant en œuvre un nombre inférieur de modules en porte-à-faux, soit s'orienter vers une liaison active
- l'effort engendré par l'angle lors de la prise de virage ne doit pas être trop important. Il devra de toutes façons être limité par l'effort entraînant un basculement intempestif de la structure locomotrice. Ceci pourra simplement amener à une limitation de la courbure du tube admissible
- il faudra veiller à ce que la longueur du ressort de liaison soit suffisante pour que lors de la flexion maximale deux modules voisins n'entrent pas en collision

- les états de contraintes dans le ressort, lorsque celui-ci se trouve sollicité en traction et en grande déflexion, doivent rester du domaine élastique réversible du matériau employé

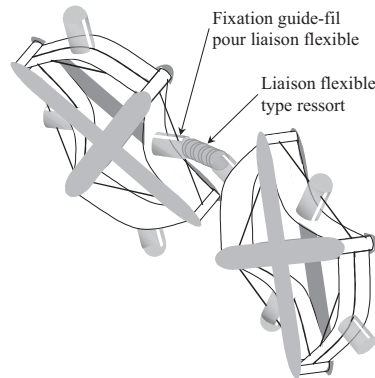


Figure 2.22. : Deux modules reliés par la liaison flexible type ressort

Pour effectuer cette étude, on pourra s'aider des considérations faites par S. Timoshenko sur le comportement d'un ressort hélicoïdal à spires serrées soumis à des forces axiales [TIMO-53], ainsi que sur l'étude de son flambage latéral en compression [TIM1-47]. Ces considérations pourront être complétées avantageusement par l'étude de R. Frisch-Fay du ressort spirale en grande déflexion [FRIS-62]. Toutefois, on pourra affiner cette étude en utilisant un modèle éléments finis en grands déplacements, pour éventuellement ajuster les dimensions, voire modifier la forme du ressort, afin de répondre à toutes les contraintes de fonctionnement.

Le cahier des charges nécessaire à l'étude de faisabilité n'est pas encore complet, car une bonne connaissance du comportement mécanique du module locomoteur est nécessaire, pour connaître les efforts mis en jeu, tout comme les dimensions définitives des liaisons guide-fils et celles du tube. La détermination du cahier des charges précis et l'étude de faisabilité constituent une des perspectives à court terme de notre travail.

III.2.3. Remarque

Nous avons observé expérimentalement que le basculement de la structure s'accompagnait généralement d'un passage des plaques par une déformée en 'S' (second mode de flambage). Ce passage peut se révéler source d'instabilités et de vibrations dans le fonctionnement du robot. Le passage en 'S' d'un côté réalisant l'appui, s'il se produit tôt, peut produire un effort moteur parallèle à la surface du tube, d'autant plus que la patte guide-fils agit comme un bras de levier amplifiant les déplacements produits par le 'S'. Si ce module était en phase d'allonge, cette configuration intermédiaire peut engendrer des couples dont les répercussions se font sentir sur les modules les plus proches (efforts hyperstatiques générant des allongements locaux et des glissements éventuels des modules voisins en phase de contact).

Si le nombre de modules constituant le robot est important et si le nombre de contacts avec le tube est grand, on peut considérer que la rigidité et la stabilité dans le tube sont suffisantes, pour que les effets dynamiques associés à ce passage en 'S' soient négligeables. Cependant, si l'on ne se trouve pas dans ce cas, il semble indispensable de supprimer cette phase intermédiaire de passage par le second mode de flambage. Ceci est possible par le guidage en translation des guide-fils par rapport au squelette de l'actionneur de locomotion, via ses flasques. Il est vrai qu'un tel guidage engendre des frottements au contact des pièces en mouvement relatif, mais ceux-ci seraient assez faibles dans notre cas (frottement polymère / métal). Quoiqu'il en soit, ceci est le prix à payer pour utiliser un tel actionneur de locomotion avec une grande amplification de mouvement. Remarquons que les effets du passage par la phase intermédiaire en 'S' sont dépendants de la vitesse d'actionnement de la structure et de ses caractéristiques dynamiques, mais n'ont pas été étudiés au cours de nos travaux.

IV. CONCLUSION : STRUCTURE MECANIQUE DU MICROROBOT

Nous avons donc présenté les différentes pièces constituant le robot, ainsi que leurs fonctions. Nous pouvons donc les assembler afin d'obtenir le robot en cours de développement au laboratoire (fig. 2.23). Ce schéma d'ensemble révèle une somme d'assemblages qui peut être rédhibitoire. Cette première réalisation n'a pas rencontré plus de difficultés de fabrication que de recherche des moyens et personnes disponibles pour les différents usinages. Mais remarquons, toujours dans un soucis de miniaturisation, que le nombre d'assemblages peut à terme être bien inférieur. En effet, si le développement et l'utilisation de la liaison élastique passive telle que nous l'envisageons (dans sa fonction plus que dans sa géométrie) se montre porteuse, la fabrication d'une pièce flexible monolithique comportant les cinq cadres, les parties guide-fils et les liaisons élastiques pourra être effectuée par micro-usinage plan, ou aussi par collage (ou éventuellement pliage) de ces cinq sous-ensembles si l'on désire une orientation relative des modules entre-eux. Il suffira alors de monter les axes et les flasques pour obtenir les configurations de post-flambage de chaque module.

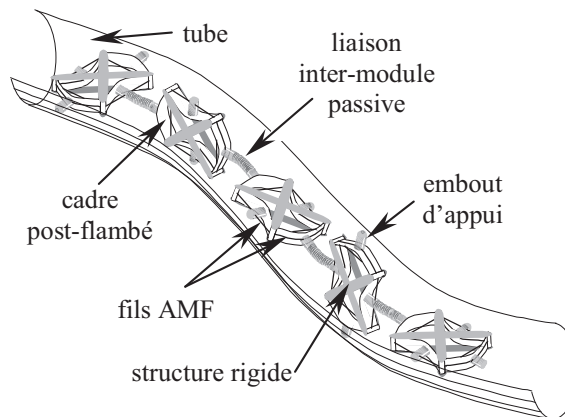


Figure 2.23. : *Futur microrobot du L.M.S.*

Soulignons enfin deux autres avantages non négligeables de notre solution qui n'ont pas été abordés. Premièrement, le robot ainsi constitué n'encombre qu'une partie de la section du tube, laissant possible l'écoulement d'un fluide éventuel (si le fluide est conducteur, le robot devra être isolé). Deuxièmement, chaque module réserve un volume conséquent en son centre, entre les flasques, pour pouvoir embarquer capteurs, circuits de commande ou tout autre dispositif électronique indispensable à son fonctionnement en tant que robot autonome. Ceci est un avantage considérable de la solution retenue, en comparaison avec de très nombreuses solutions dont l'encombrement est modifié par l'intégration de composants supplémentaires.

Chapitre 3

MODELISATION DE LA STRUCTURE MECANIQUE FLEXIBLE D'UN MODULE

« Le but de la science est de prévoir et non, comme on l'a dit souvent, de comprendre »

Pierre Lecomte du Noüy

Nous venons de présenter le robot du L.M.S. dans sa globalité, et plus particulièrement le principe de l'actionneur de locomotion retenu. L'un des objectifs de notre étude étant à terme la réalisation d'un prototype de microrobot, il est nécessaire de dimensionner les différentes pièces en prenant en compte les actions mécaniques pouvant intervenir lors du fonctionnement. En particulier, le dimensionnement du cadre élastique n'est pas trivial, et est fondamental quant à la faisabilité du système locomoteur et à son utilisation. Une modélisation de cette pièce par éléments finis a dû être réalisée. Elle a permis de simuler son comportement lors de son actionnement direct, afin de valider les premiers choix dimensionnels réalisés. Le modèle réalisé sera en outre utilisé au chapitre 5 pour étudier le comportement de la structure lorsque celle-ci est soumise à différents efforts ou lorsqu'elle est en contact avec le tube.

I. PRE-DIMENSIONNEMENT

Nous avons vu que le module était constitué d'un cadre élastique forcé en post-flambage sur un squelette rigide. Un tel montage est fortement hyperstatique. Le dimensionnement de ces deux pièces est donc lié. C'est pourquoi, compte tenu de la non linéarité géométrique (due aux grands déplacements) intervenant dans l'étude du comportement du cadre en post-flambage, nous réaliserons des choix dimensionnels à partir de l'étude d'un module isolé. Ces choix concernent les dimensions de fabrication du cadre (fig. 3.1), qui seront déterminées à l'aide d'une étude analytique de l'état d'équilibre de post-flambage. L'entraxe de post-flambage sera choisi en considérant la phase de basculement du module à vide, au paragraphe IV.

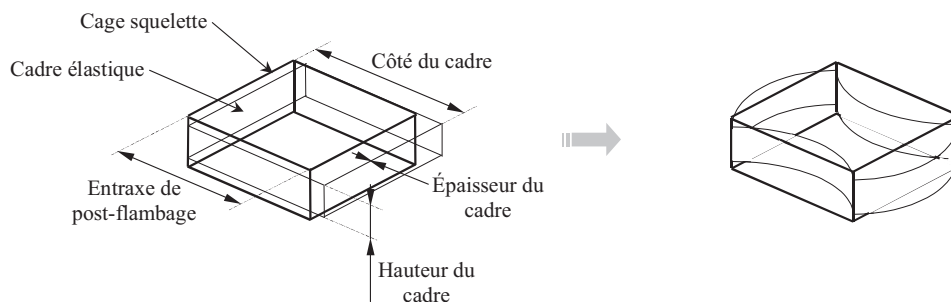


Figure 3.1. : *Définition des dimensions à déterminer*

Afin de pouvoir réaliser une étude dimensionnelle simplifiée, c'est à dire en utilisant un nombre de variables aussi faible que possible, il nous a été nécessaire de réaliser un choix quasi arbitraire de certaines des dimensions du cadre.

I.1. CHOIX DU COTE DU CADRE ET DE LA HAUTEUR

En prenant en compte la caractéristique cylindrique du tube et les fonctionnalités prévues de l'actionneur, nous orientons nos choix vers un cadre de faible rapport hauteur/côté. Par ailleurs, les tubes à explorer possèdent des diamètres inférieurs à 15 mm. Les dimensions requises pour le cadre sont alors de l'ordre de $10 \times 10 \times 3 \text{ mm}^3$. Cependant, étant donné le caractère novateur de notre actionneur, son comportement mécanique précis n'est pas connu et nécessite, outre la validation des procédés de fabrication employés, une modélisation mécanique adéquate faisant appel à la caractérisation expérimentale de la structure. La réalisation de mesures (faibles efforts et faibles déplacements) tout comme le développement de bancs de caractérisation expérimentale (faisabilité et accessibilité aux grandeurs à mesurer, et si possible à faible coût) sera grandement facilité par la réalisation d'un premier prototype de dimensions supérieures. Nous concentrerons donc nos efforts sur l'étude d'un cadre de 30 mm de côté (ou plus exactement d' 'entraxe au repos') et de hauteur 3 mm. De plus, la réalisation du cadre étant plus délicate que celle de la cage squelette, nous fixons le côté du cadre définitivement. Ainsi, si après fabrication de celui-ci, les conditions de post-flambage et de basculement s'avèrent mauvaises, on pourra toujours modifier ou réaliser d'autres squelettes.

Les choix dimensionnels doivent permettre d'obtenir le plus grand déplacement possible, avec des efforts suffisants (qui sont directement proportionnels à la hauteur du cadre). Plusieurs études de pré-dimensionnement ont été réalisées afin de sélectionner le matériau et d'orienter le choix de l'épaisseur [LIB1-98, LIB1-99, LIB2-98, LIB3-98, LIB2-99].

I.2. CHOIX DU MATERIAU ET DE L'ÉPAISSEUR

Nous verrons au paragraphe IV que la contrainte maximale de compression dans le cadre est globalement multipliée par trois entre l'état d'équilibre et lors de la phase d'actionnement. Mais malgré cela, une étude comparative de la capacité d'un matériau à être utilisé en post-flambage en produisant une flèche importante dans le domaine élastique, tout en nécessitant des épaisseurs de plaque technologiquement acceptables est possible et significative, même en n'utilisant que l'étude analytique présentée en annexe 2. C'est ce que nous avons donc réalisé afin de choisir le matériau et l'épaisseur de notre cadre élastique. Le tableau 3.1 donne une sélection de matériaux représentatifs, d'une plage suffisamment étendue de modules d'Young E et de contraintes limites élastiques σ_e' , pour orienter ces choix.

Matériau	Acier	Laiton	Aluminium	Polyester rigide	PTFE
E (MPa)	200 000	100 000	70 600	3 000	750
σ_e' (MPa)	300	100	80	100	10

Tableau 3.1. : *Matériaux utilisés pour l'étude de pré-dimensionnement*

L'étude analytique de l'état d'équilibre (annexe 2) montre la relation qui lie la contrainte normale maximale de compression avec le module d'Young du matériau et les dimensions caractéristiques du post-flambage. Afin de permettre une réversibilité des déformations et d'éviter une ruine des poutres formant le cadre, cette contrainte doit rester inférieure à la contrainte limite élastique en compression du matériau. La flèche limite pouvant être obtenue, tout comme l'effort de réaction résultant au pivot, peut alors être évaluée en fonction de l'épaisseur de la poutre pour un matériau donné. Ainsi, nous avons pu réaliser une étude comparative des performances en terme de flèche limite réalisable, pour différents matériaux et différentes épaisseurs de plaque.

Dans le but de réaliser un prototype de dimensions 'micro', l'application numérique a été faite pour un entraxe de post-flambage fixé à 10 mm (P étant fonction de la hauteur de la poutre, celle-ci a été fixée à 3 mm). Les résultats obtenus sont indicatifs, et permettront d'envisager le développement du cadre de côté 30 mm. L'abaque (fig. 3.2) rassemble les résultats obtenus pour différents matériaux à l'état d'équilibre de post-flambage. Au vu des courbes obtenues, on peut alors faire le choix du matériau et de l'épaisseur à donner aux poutres afin d'accéder au meilleur compromis flèche/effort au pivot (dépend de l'application visée). On remarque que pour des flèches de valeurs équivalentes, les métaux requièrent des épaisseurs environ 10 fois plus faibles que les matériaux polymères. Ceci est dû au fait que le rapport (σ_e'/E) est plus faible.

Nous choisirons dans notre cas d'utiliser un polymère car un tel matériau permet d'obtenir des flèches relativement importantes avec une épaisseur plus grande que lors de l'utilisation de métaux, et donc plus facile de réalisation technologique. De plus, un matériau de caractéristiques mécaniques (E ; σ_e') proches de celles d'un polyester rigide semble intéressant. Nous choisirons d'utiliser un polycarbonate (Makrolon) de module d'Young 2.100 MPa et de contrainte limite élastique en compression 75 MPa. On pourra noter la grande plage d'utilisation en température de ce matériau (de -80°C à 135°C ; température de transition vitreuse vers 150°C [TROT-96]), ainsi que ses capacités d'isolation électrique, très utiles dans notre cas d'actionnement par chauffage de fils AMF par effet Joule. Par ailleurs, les techniques de fabrication (extrusion, injection, moulage, thermoformage) et d'assemblage (soudage et collage) disponibles pour ce matériau, tout comme sa bonne stabilité dimensionnelle (même en ambiance humide) viennent conforter ce choix. De plus, comme la majorité des polymères, sa masse volumique est faible, ce qui permettra d'obtenir une structure légère.

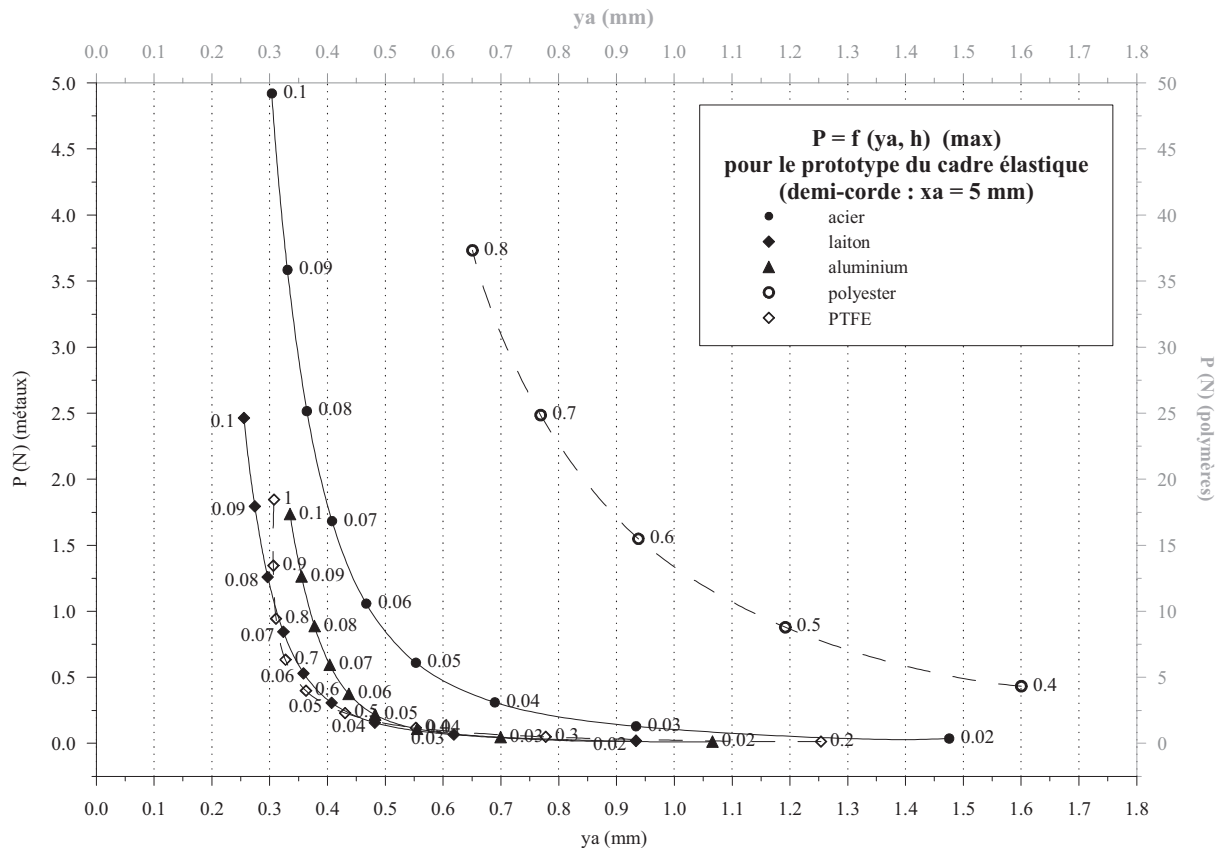


Figure 3.2. : Couples (flèche limite y_a ; effort au pivot P) pour différents matériaux et épaisseurs de plaque h [LIB2-98]

En vue de la réalisation future d'un cadre d'environ 10 mm de côté, fournissant une flèche à l'équilibre suffisante, l'utilisation d'un critère sur la contrainte, avec un coefficient de sécurité de 3,3 (prenant en compte de façon empirique l'augmentation de la contrainte de compression lors de la phase de basculement), suggère une épaisseur de plaque technologiquement idéale d'environ 0,25 mm (fig. 3.3). En effet, autour de cette valeur, une faible variation d'épaisseur a peu d'influence sur l'effort au pivot ou la flèche à l'équilibre.

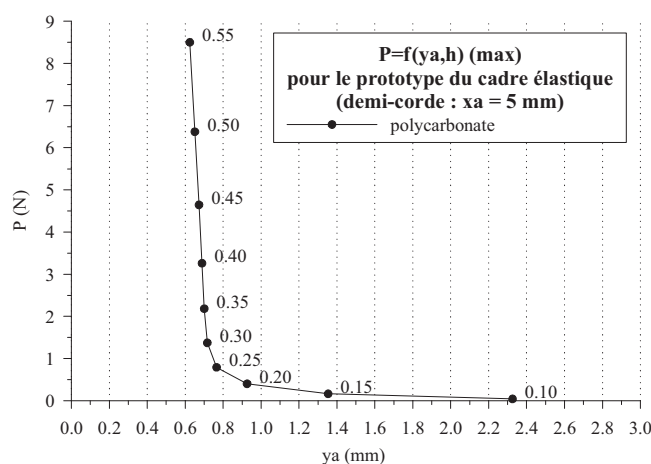


Figure 3.3. : Choix de l'épaisseur de plaque pour un cadre en polycarbonate ($E=2.100 \text{ MPa}$) d'entraxe de post-flambage 10 mm, avec un coefficient de sécurité de 3,3 sur la contrainte

Pour la réalisation du cadre de côté 30 mm, on choisira une épaisseur de 0,24 mm, principalement afin de valider les procédés de fabrication employés, cette épaisseur étant relativement faible en comparaison de celle qui permettrait, comme précédemment, de limiter la contrainte à la

contrainte limite élastique lors du basculement. Ce choix d'une épaisseur plus faible pour le cadre de côté 30 mm est conforté par plusieurs remarques, qui seront soulevées lors de ce chapitre :

- le critère de dimensionnement utilisé par la suite sera lié à une déformation limite choisie (critère plus sévère que celui employé pour le pré-dimensionnement)
- les effets dynamiques et notamment l'augmentation de la vitesse de chargement mécanique du cadre en polycarbonate agira comme une augmentation de contrainte, ce qui revient à rigidifier le matériau, mais cette vitesse est encore inconnue à ce stade de la conception
- ne pouvant tenir compte pour l'instant de la tenue à la fatigue du matériau dans de faibles épaisseurs, il est nécessaire de surdimensionner le cadre élastique (en choisissant cette épaisseur faible) afin d'assurer le fonctionnement du futur prototype.

On vérifiera par la suite que les efforts de réaction disponibles pour cette épaisseur et la hauteur de 3 mm sont intéressants. Toutefois, pour augmenter la valeur de ces efforts sans changer la flèche disponible, une simple augmentation de la hauteur du cadre pourra être envisagée (quantités proportionnelles) dans les limites rendant possibles l'insertion dans le tube.

I.3. PREMIER CHOIX DE L'ENTRAXE DE POST-FLAMBAGE

I.3.1. Influence du taux de contraction de l'AMF sur l'entraxe

Pour définir complètement l'actionneur, il reste à déterminer l'entraxe de mise en post-flambage. Rappelons que l'actionnement de notre module sera obtenu par des fils AMF positionnés longitudinalement aux plaques constituant le cadre élastique. En supposant que le cadre bascule lorsque les fils AMF sont tendus entre les axes des pivots (c'est le mieux que les fils puissent fournir au cadre en terme de raccourcissement, d'un point de vue technologique), et en prenant en compte les possibilités de contraction des AMF (inférieure à 8 %), la valeur minimale de l'entraxe et la flèche maximale peuvent être calculés à l'aide des relations analytiques prenant en compte la contrainte de compression maximale dans le cadre (cf. annexe 2, IV.2.). Notons que le déplacement actionneur des fils, effectivement nécessaire pour obtenir le basculement, sera déterminé expérimentalement au chapitre 4.

Ainsi, le tableau 3.2 donne la valeur minimale de l'entraxe (et la flèche maximale produite) sans prendre en compte, puis en prenant en compte deux valeurs du taux de contraction du fil AMF. On a réalisé le calcul pour un pré dimensionnement de l'état d'équilibre (coefficient de sécurité de 1,1 sur la contrainte maximale de compression) et de la phase de basculement (coefficient de sécurité de 3 par rapport à l'état d'équilibre). On observe que pour les dimensions et le matériau choisis, le pourcentage de contraction de l'AMF est dans les deux cas le facteur limitatif de la flèche (il pourrait cependant en être autrement avec une épaisseur de plaque plus importante), et impose alors d'augmenter l'entraxe. Ceci signifie aussi que, outre la nécessité de déterminer un nouveau facteur de sécurité à partir d'études en fatigue, l'épaisseur des poutres peut dans ce cas précis être augmentée (dans une certaine mesure) si la technologie de fabrication l'impose.

Inversement, on pourra, suivant l'application ou le poids que l'on donne aux contraintes de dimensionnement utilisées (flèche maximale d'un point de vue matériau, ou utilisation au mieux des fils AMF à disposition), choisir d'éduquer ces fils à un taux précis (annexe 8) pour respecter un entraxe optimal.

Taux de contraction de l'AMF	Etat d'équilibre (coefficient de sécurité 1,1)	Phase de basculement (coefficient de sécurité 3,3)
non pris en compte	Entraxe = 2,09 mm Flèche = 12,31 mm	Entraxe = 24,96 mm Flèche = 7,41 mm
8 %	Entraxe = 27,78 mm Flèche = 5,07 mm	Entraxe = 27,78 mm Flèche = 5,07 mm
2,6 %	Entraxe = 29,24 mm Flèche = 3,01 mm	Entraxe = 29,24 mm Flèche = 3,01 mm

Tableau 3.2. : *Influence du taux de contraction du fil AMF sur l'entraxe de post-flambage limite, pour un cadre constitué de quatre plaques (30 mm × 3 mm × 0,24 mm) en polycarbonate (Makrolon, $E=2.100$ MPa, $\sigma_c'=75$ MPa)*

I.3.2. Conclusion

Les fils AMF que nous utiliserons par la suite pour actionner notre module ayant un taux de contraction vu du cadre de 2,6 % (cf. chapitre 4), cette pré-étude a permis ici de fixer une première valeur d'entraxe à 29,24 mm, compte tenu des autres choix dimensionnels réalisés aux paragraphes I.1 et I.2. Mais cette valeur d'entraxe a été déterminée en prenant en compte une augmentation empirique de la contrainte lors du basculement du module à vide par déplacements imposés. Elle ne tient donc pas compte de l'influence des efforts extérieurs qui pourront s'appliquer au cadre élastique lors de son fonctionnement, et qui seront décrits au paragraphe II. Le paragraphe III permettra de les prendre en compte en vérifiant la validité du dimensionnement par le respect d'un critère de déformation limite, dont le choix sera justifié au paragraphe III.6.1.d.

II. SOLLICITATIONS RENCONTREES PAR LE MODULE DANS LE ROBOT

Le dimensionnement du module de locomotion, ou du moins la validation de ce dimensionnement, passe par la connaissance des efforts extérieurs qui lui sont appliqués lors de son fonctionnement. Compte tenu de la complexité du problème, nous nous sommes limités à une étude statique des chargements mécaniques appliqués, mais nous sommes tout à fait conscients que, dans un avenir proche, une étude dynamique des sollicitations devra être réalisée, aussi bien de manière numérique qu'expérimentale. Par ailleurs, une étude de fiabilité de fonctionnement passera absolument par des tests de tenue à la fatigue, et pourra éventuellement conduire à une modification des dimensions. Ces premières remarques étant faites, il convient donc de déterminer les sollicitations rencontrées en cours de fonctionnement. Étant donnée l'orientation 3D des tubes dans l'espace, nous choisissons d'étudier les efforts rencontrés dans deux situations type : tuyau horizontal et tuyau vertical.

Le bilan des efforts auxquels peut être soumise la structure à chaque étape de son fonctionnement permettra de réaliser un modèle aussi simple que possible de cette structure, utilisant les éléments finis, et qui permettra, outre le choix de l'entraxe de post-flambage par une étude à vide dans le but de réaliser le premier prototype, de valider ce choix dimensionnel lors du fonctionnement sous différents chargements. Nous avons vu que le principe de locomotion choisi est basé sur une succession d'étapes constituant un cycle. Ces étapes correspondent à des états d'équilibre pour le robot dans différentes configurations. Nous distinguerons, dans la recherche des sollicitations appliquées au module de locomotion, d'une part les étapes d'équilibre statique établi, qui reflètent les efforts rencontrés en phase allongée et en phase de maintien dans le tube, et d'autre part les étapes d'actionnement qui génèrent, elles, des phases intermédiaires où des efforts apparaissent ou disparaissent, laissant éventuellement place à d'autres, et qui permettront de préciser les conditions de fonctionnement mais aussi les capacités nécessaires de contraction des fils AMF (chapitre 4).

Les efforts étudiés ici ne concernent que les efforts d'interaction entre modules et l'influence du serrage dans le tube. Nous verrons donc l'influence des autres modules du robot sur le module considéré. Pour cela, nous considérerons six cycles représentatifs des efforts rencontrés à chaque étape. Ces cycles sont ceux présentés dans le chapitre 2 (fig. 2.13, 2.14a, 2.14b, 2.15, 2.16a, 2.16b). Pour simplifier notre étude, nous négligerons les efforts 'tranchants' vus du module (c'est à dire ceux qui s'appliquent aux points de liaison inter-module, parallèlement à la plaque considérée) et les couples, car la structure semble y être moins sensible. Nous ne considérerons donc que les efforts agissant transversalement à la plaque concernée. Ce sont en effet ceux qui produisent les plus grands déplacements. Remarquons dès à présent que les bancs de caractérisation expérimentale développés au chapitre 4 ne pourront simuler ou prendre en compte que ces efforts transversaux.

II.1. EFFORTS D'INTERACTION EN PHASE D'EQUILIBRE

L'analyse statique des efforts d'interaction entre les différents modules lorsque le robot se trouve dans une configuration d'équilibre, c'est-à-dire lorsqu'aucun module n'est en phase d'actionnement, concerne les efforts agissant sur les modules libres et les modules en contact dans le tube. Ceci permet de réaliser une étude des caractéristiques statiques de la structure mécanique de l'actionneur de locomotion. Si l'on ne tient pas compte des efforts internes ou hyperstatiques engendrés lors des transitions d'état, les efforts rencontrés sont identiques, que l'on se trouve en cycle d'avance (respectivement de montée) ou de recul (respectivement de descente). L'analyse est réalisée pour chaque étape d'un cycle de locomotion.

II.1.1. Affaissement dissymétrique

Les modules de contact ont la particularité de subir, quelle que soit l'étape considérée, un serrage 'diamétral', qui s'il modifie la déformée de la structure, permet d'obtenir un effort de maintien dans le tube. Lorsque le robot se trouve dans un tube horizontal, le module de contact subit un serrage sur ses deux côtés en contact, et des efforts d'interaction sur les deux autres plaques. Comme déjà dit auparavant, on ne considérera que les efforts transversaux agissant sur les plaques. Dans ce cas, les efforts tranchants d'interaction sont négligés au niveau de leur point d'application, tant sur les modules de contact que sur les modules d'allonge. Ils ont cependant une influence non négligeable, pour les modules dont le plan est proche de la verticale, sur le serrage obtenu au contact, serrage qui est alors dissymétrique. En effet, le poids propre du module en contact considéré, tout comme le poids des modules flottants réparti entre tous les modules d'appui, entraînent un affaissement au contact (fig. 3.4).

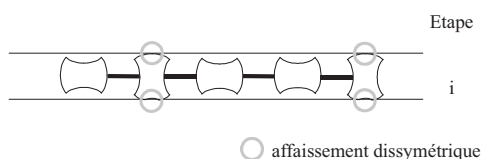


Figure 3.4. : Influence des efforts inter-module sur les caractéristiques de contact

II.1.2. Efforts internes

Selon les étapes employées lors des cycles, le robot peut se trouver dans des situations où un ou plusieurs modules d'allonge se trouvent suspendu entre deux modules en appui. Dans un tube vertical (fig. 3.5), le simple poids propre du module d'allonge engendre des efforts internes aux points d'attache avec les modules adjacents. De plus, les éventuels décalages dus à l'élasticité des modules et cumulés lors des différentes transitions, à chaque actionnement, provoquent des efforts internes supplémentaires au voisinage de tels modules d'allonge, mais aussi entre deux modules de contact adjacents.

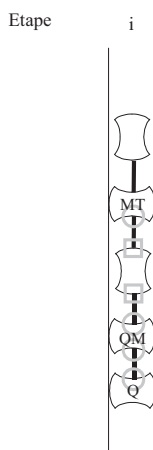


Figure 3.5. : Exemple d'efforts internes subits par les modules de contact (○) et les modules d'allonge (□)

II.1.3. Basculement intempestif

Une bonne utilisation de la structure nécessite d'évaluer le nombre maximal de modules libres (ou l'équivalent en charge tractée, ou embarquée par un certain nombre de modules) pouvant être supportés par elle sans que cela n'entraîne un basculement naturel de celle-ci dans son autre état d'équilibre (ou même dans un état intermédiaire). Le cas type rencontré l'est lors d'un cycle de locomotion dans un tube vertical. Si le basculement involontaire d'un module en phase d'allonge se

produit effectivement, cela peut avoir pour conséquence de rendre irréalisable la tâche de montée dans le tube (pour un cycle donné) (fig. 3.6.a). La masse représentée sur les figures suivantes symbolise d'autres modules en phase d'allonge. De la même manière, une structure en phase d'appui doit pouvoir tracter un certain nombre de modules sans basculer involontairement (fig. 3.6.b), ce qui peut causer une perte de contact dangereuse pouvant conduire à la chute du robot. Il est donc nécessaire de pouvoir quantifier l'influence des efforts parasites, qui sera liée ici au serrage du cadre flexible post-flambé dans le tube, afin de pouvoir valider l'utilisation sécurisée de la structure dans différentes conditions de fonctionnement. Une estimation de la résistance de la structure à un basculement intempestif pourra être réalisée, pour un module à vide de serrage, au chapitre 5.

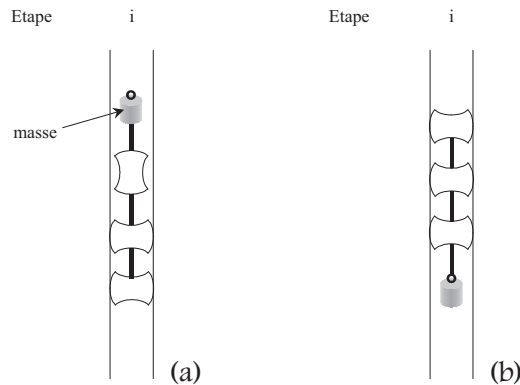


Figure 3.6. : *Étape de locomotion pouvant provoquer un basculement intempestif de la structure par compression (a) ou par traction (b)*

II.1.4. Caractéristiques élastiques des modules

Dans le cas d'une locomotion dans un tube vertical, on peut supposer que le serrage réalisé est symétrique. Par contre, les efforts transversaux inter-module ne sont pas négligeables, et doivent être pris en compte dans l'étude des capacités résistives du cadre élastique. Par ailleurs, il peut être intéressant de pouvoir estimer l'allongement et le raccourcissement d'un module libre lorsqu'il est soumis à ces efforts inter-module (fig. 3.7).

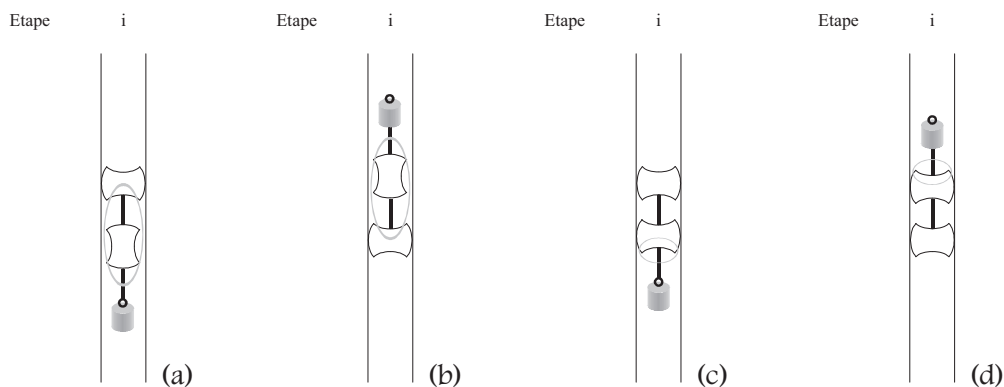


Figure 3.7. : *Les quatre cas de variation du pas du robot par élasticité des modules dans un tube vertical : modules libres (a) et (b), modules de contact (c) et (d)*

En effet, cela sera très important si l'on désire commander le déplacement du robot en boucle ouverte, car sa souplesse engendre des écarts sur le pas du robot, suivant le cycle utilisé et l'orientation du tube. Ce phénomène est présent à toutes les étapes d'un cycle de locomotion, et est principalement influent dans les tubes verticaux. Remarquons que cet allongement sera produit par l'élasticité des modules libres, mais que les modules en contact subissent aussi ce phénomène. Une estimation de l'allongement et du raccourcissement d'un module sera réalisée au chapitre 5.

II.1.5. Bilan

L'analyse des efforts rencontrés par le module de contact dans un tube vertical montre qu'il est soumis à deux efforts parasites sur ses plaques libres, alors que les deux autres plaques subissent un déplacement imposé, noté 's', dû au serrage dans le tube. On note que, dans tous les cas, l'un au moins des efforts transversaux est un effort interne non quantifiable. Pour pouvoir estimer, de manière grossière, les caractéristiques résistives du module en contact, on négligera ces efforts internes. Les efforts quantifiables ont des normes qui sont multiples du poids d'un module (m : masse, g : accélération de la pesanteur, n : nombre de modules libres [0...3]) (fig. 3.8). Dans tout le mémoire, le poids propre, qui permet de réaliser l'équilibre en efforts du module considéré, ne sera pas représenté sur ce type de figure, car nous nous limiterons aux efforts appliqués sur le cadre flexible (efforts tranchants et efforts résultants aux pivots exclus).

Comme les étapes réalisées possèdent, par choix, toujours un minimum de deux modules d'appui, le module considéré peut donc subir, à chaque étape d'équilibre du robot des efforts transversaux de norme 0 à $3.m.g$, selon le cycle. Pour certains cycles, l'effort maximal quantifiable peut n'être que de $m.g$ (fig. 2.13, 2.14.a, 2.16.a). Mais en contrepartie, ces cycles présentent de nombreuses configurations à efforts hyperstatiques inconnus agissant sur les deux plaques libres. De la même manière, un module d'allonge subira des efforts transversaux de norme 0 à $3.m.g$, suivant le cycle utilisé.

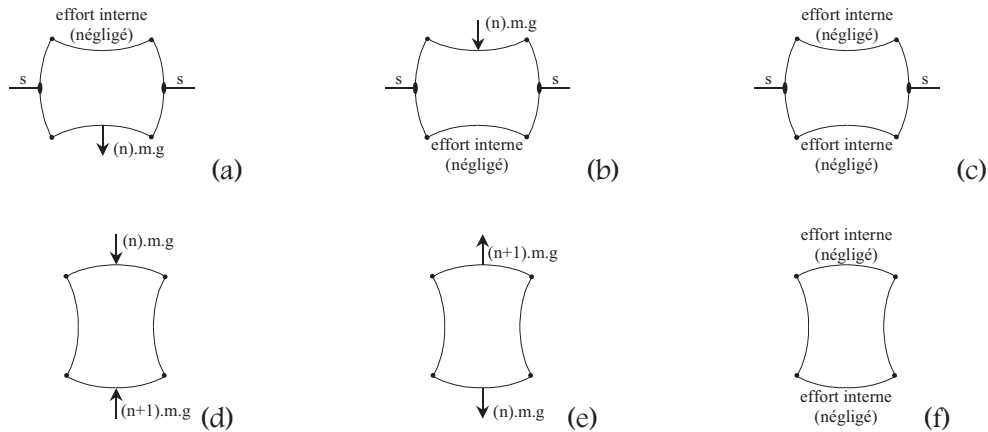


Figure 3.8. : Efforts parasites sur un module de contact à serrage donné (tube vertical) : traction (a), poussée (b) et maintien supplémentaire (c); et sur un module d'allonge (d), (e) et (f)

II.2. EFFORTS D'INTERACTION EN PHASE D'ACTIONNEMENT

II.2.1. Efforts internes au robot : inconnues hyperstatiques

Dans le cas de tubes horizontaux, le contact est une source d'effort normal. Mais celui-ci ne crée pas de résistance au basculement, si l'on néglige l'adhérence. De plus, lors du changement d'état du module considéré, le contact est supprimé en début ou obtenu en fin d'actionnement, et n'intervient pas dans la phase intermédiaire de chargement.

Lors d'un cycle d'avance (ou de recul) dans un tube horizontal, ou plus exactement lors des transitions des différents modules actionnés, les efforts d'interaction rencontrés, quand ils sont calculables, sont des efforts tranchants et des couples dus aux autres modules. On peut voir apparaître des efforts normaux aux liaisons inter-module sur les modules internes (configuration hyperstatique)

ou lors de l'actionnement simultané de différents modules (déphasage, non synchronisation). Ces efforts, appelés efforts hyperstatiques, sont gênants, et peuvent, s'ils ne produisent pas un glissement local au contact, du moins contraindre les modules en jeu (fig. 3.9). Il faudra, lors de la recherche de cycles optimaux, éviter d'amorcer ce phénomène.

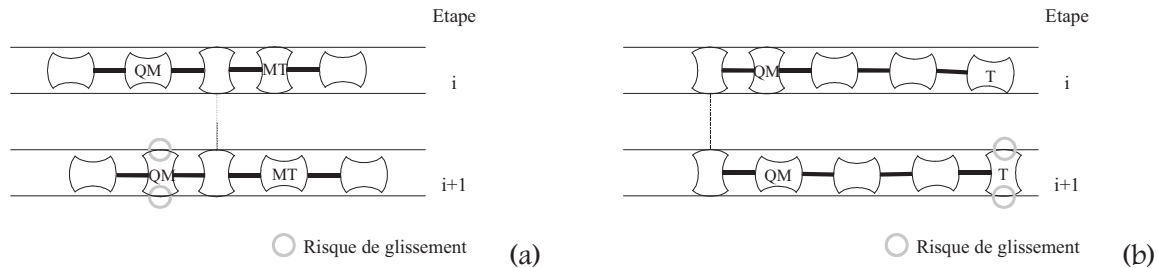


Figure 3.9. : Actionnement susceptible de générer un glissement : par simple prise de contact (a) et par actionnements simultanés (b)

Remarquons cependant que certains cycles de locomotion pouvant être utilisés dans des tubes verticaux présentent eux aussi des configurations hyperstatiques, et où des efforts internes peuvent apparaître lors de l'actionnement simultané de certains modules. L'étude détaillée des transitions sous charge des différents modules, pour les six cycles présentés au chapitre 2, en montée et en descente, montre que pour certains cycles, tous les efforts transversaux agissant en phase d'actionnement sont quantifiables, alors que pour d'autres, certains ne le sont pas (efforts internes) (fig. 3.10).

Aussi, compte tenu de toutes ces remarques, on ne cherchera à étudier que les efforts parasites (inter-modules) intervenant lors de la transition des modules (après perte de contact ou avant prise d'appui) pour le déplacement du robot dans un tube vertical, et négligera les autres sources d'effort (qui devraient être a priori moins influentes et aussi plus faibles en intensité).

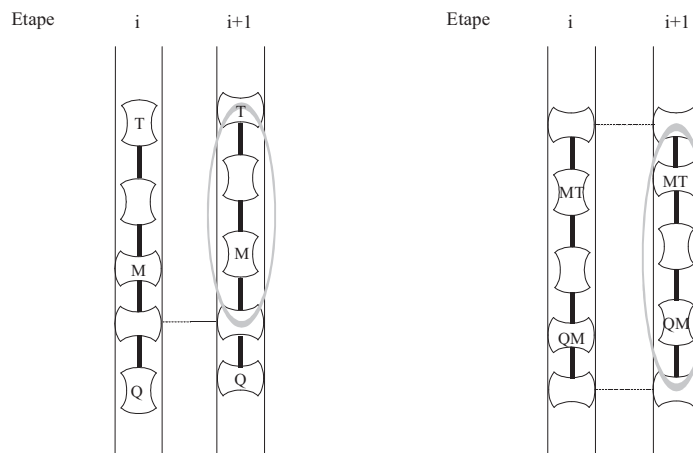


Figure 3.10. : Exemples d'efforts non quantifiables apparaissant lors d'un changement d'état simultané

II.2.2. Description des sollicitations quantifiables

L'analyse des phases d'actionnement est primordiale, car elle permet d'accéder aux performances du module en terme de changement d'état. Elle sera utilisée au chapitre 4 pour la mise au point du module de locomotion. Les résultats attendus pourront influencer sur le nombre de modules maximal pour la réalisation d'un robot, et même sur le choix des cycles de locomotion. Ainsi, au terme des analyses et après vérification, on pourra juger de la viabilité d'un cycle donné.

En ce qui concerne les phases d'actionnement, les configurations extrêmes vues d'un module actionneur se produisent dans un tube vertical. On étudiera donc les sollicitations rencontrées lors du

passage de l'étape i à l'étape $i+1$. Principalement lors de la montée du robot, comme montré sur la figure 3.11.a, le deuxième module doit pouvoir basculer pour prendre appui sur la paroi du tube tout en entraînant derrière lui les autres modules flottants (représentés ici par un poids). De la même manière, sur la figure 3.11.b, l'avant-dernier module doit pouvoir basculer pour atteindre sa phase d'allonge tout en poussant devant lui les autres modules flottants. Dans ces deux cas, les efforts parasites s'opposent au basculement de la structure. Il conviendra d'étudier les capacités de la structure à basculer néanmoins une fois l'actionnement amorcé.

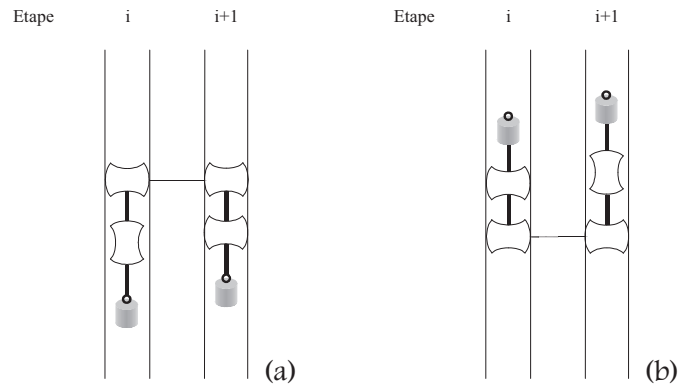


Figure 3.11. : Configurations maximales d'actionnement d'un module dans un tube vertical : traction (a) et poussée (b)

Lors de la descente, on observe des efforts du même type, mais qui ont majoritairement des directions d'application opposées (fig. 3.12). Cette fois-ci, il apparaît des efforts parasites tendant à faire basculer la structure naturellement (sans intervention des fils AMF). L'étude des capacités de la structure à résister seule a été évoquée au paragraphe II.1.3. Il conviendra d'étudier l'influence de ces chargements sur les efforts actionneurs.

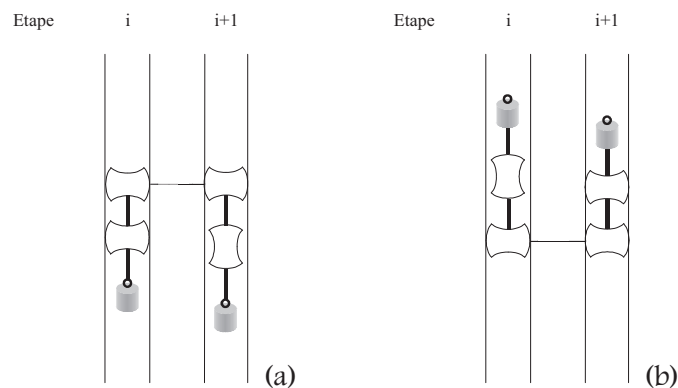


Figure 3.12. : Configurations minimales d'actionnement d'un module dans un tube vertical : perte de contact (a) et prise d'appui (b) sous charges

II.2.3. Bilan

Il conviendra donc, d'après l'analyse des efforts rencontrés dans chaque cycle en montée et descente, d'étudier le basculement de la structure lorsque celle-ci est soumise à deux efforts parasites, dont les normes respectives sont des multiples du poids d'un module (m : masse, g : accélération de la pesanteur, n : nombre de modules suspendus $[0...3]$). Par convention, le module sera représenté verticalement, l'orientation et la norme des efforts étant relative à l'accélération de la pesanteur (fig. 3.13).

Selon le cycle considéré, le module peut donc subir successivement des efforts transversaux de norme 0 à 4.m.g. Remarquons que, en ce qui concerne les cycles faisant intervenir trois appuis adjacents (fig. 2.13 et fig. 2.16.a et b), les efforts maximaux quantifiables sont de 3.m.g (fig. 2.16.b) voire même 2.m.g (fig. 2.13 et fig. 2.16.a). Mais en contrepartie, ces cycles présentent de nombreuses configurations à efforts hyperstatiques inconnus, qui pourraient être néfastes à un bon fonctionnement du robot.

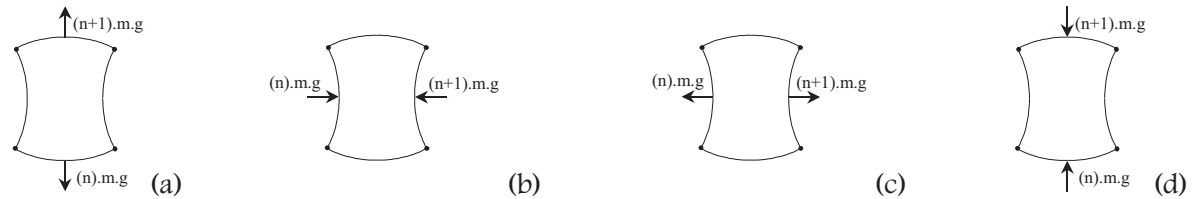


Figure 3.13. : Efforts parasites lors d'un actionnement (tube vertical) : traction (a), poussée (b), perte de contact (c) et prise d'appui (d) sous charge

II.3. OPTIMISATION DE LA STRUCTURE MECANIQUE ET DES PIECES ANNEXES

L'analyse des cycles de locomotion comme réalisée précédemment permet de définir un cahier des charges plus précis, dans le cas où l'on désirerait par la suite entrer dans une démarche d'optimisation du module pour telle ou telle tâche. Inversement, cette analyse permet, pour un module donné, de vérifier son aptitude à réaliser la tâche choisie. C'est dans ce but que nous l'étudierons par la suite.

L'annexe 3 donne l'étude détaillée des sollicitations statiques subies par un module (cadre élastique) lors d'un cycle de locomotion choisi, pour les étapes d'équilibre ainsi que lors des changements d'état en montée et en descente dans un tube vertical. Les résultats des chapitres 4 et 5, permettront de valider l'utilisation de notre module tel quel pour les tâches de montée et/ou de descente, dans un tube vertical, avec ce cycle de locomotion.

L'analyse statique des efforts d'interaction entre modules est importante, car elle permettra aussi de fixer des objectifs quantifiés pour la conception et le dimensionnement des pièces annexes du robot. La validation de l'utilisation du module, sous toutes les conditions de charge rencontrées lors d'un cycle de locomotion à serrage donné dans le tube, devra être faite lors de prochaines études pour fixer la longueur fonctionnelle des embouts d'adhérence ou des éventuelles pattes guide-fils (car il existe une relation dimensionnelle fixant la longueur de la patte pour un diamètre de tube et un serrage donnés).

Si une étude de résistance à un couple extérieur est réalisée sur notre structure post-flambée, il pourra être mis en évidence l'influence ou non de l'intensité de ce couple sur le fonctionnement du module. Ceci pourra par conséquent imposer une longueur de patte limite (car dans un tube vertical par exemple, plus la patte sera longue, plus le couple généré au point d'attache par les efforts tangentiels de contact sera important).

Par ailleurs, selon le cycle de locomotion voulu, la détermination des efforts et couples rencontrés à chaque point d'attache cadre flexible - fixation liaison sera possible et permettra de préciser les conditions de non collision du robot souple avec le tube, et ainsi de compléter le cahier des charges de la liaison flexible. De la même manière, l'analyse de ces sollicitations dans un tube vertical permettra de préciser les caractéristiques en traction et compression que ces futures liaisons devront fournir.

III. MODELE DE VALIDATION DEVELOPPE

III.1. INTRODUCTION

Nous venons de voir que le module locomoteur subissait lors de son fonctionnement, que ce soit en phase d'équilibre ou en phase d'actionnement, divers types de sollicitations, notamment des efforts transversaux et un serrage lors du contact dans le tube. Par ailleurs, l'étude de pré dimensionnement avait permis de réaliser le choix du matériau à employer pour le cadre flexible, tout comme ses dimensions avant montage sur le squelette de mise en post-flambage. Quelques considérations nous ont permis d'évaluer un ordre de grandeur et de nous sensibiliser à l'influence du paramètre 'entraxe de post-flambage'. Cependant, le choix précis de celui-ci n'a pas encore été validé.

Outre la connaissance du déplacement actionneur effectif (déterminé au chapitre 4) pouvant être fourni par l'AMF pour assurer le basculement du cadre, le choix de l'entraxe de post-flambage nécessite la prise en compte des déformations engendrées dans le cadre lors du basculement, afin de vérifier le respect du critère de déformations en domaine élastique (réversibilité). En effet, les déformations connues à l'état d'équilibre stable du cadre post-flambé, ne le sont plus dès lors que l'on entre dans la phase de chargement mécanique permettant d'accéder au basculement. De plus, les grands déplacements (rayons de courbure non négligeables) subits par le cadre élastique, et surtout la forte hyperstaticité qui caractérise notre module (deux pièces reliées par quatre liaisons pivot), sont deux facteurs limitatifs à une étude facile et rapide de son comportement mécanique [LIB1-99].

De ce fait, nous tenterons de résoudre le problème à l'aide de la méthode des Éléments Finis. Néanmoins, une résolution du problème de manière analytique pourra donner une base de comparaison, pour valider les résultats donnés par la résolution éléments finis dans le cas d'un chargement purement symétrique.

Nous nous sommes limités à une étude statique, bien que la prise en compte des phénomènes dynamiques lors du basculement, et même avant (influence de la vitesse de chargement sur le basculement du cadre), soit en toute rigueur indispensable.

Cette modélisation aura pour premier but de déterminer un entraxe de fonctionnement du module, et permettra donc, par la connaissance des forces agissant sur les pivots, de dimensionner le squelette. Ceci sera suivi de la fabrication du dit module (chapitre 4). Par ailleurs, cette modélisation permettra d'évaluer la caractéristique d'actionnement direct du cadre, à savoir la courbe reliant l'effort de réaction au point chargé et la flèche qui lui est imposée, avec des réserves quant au basculement effectif.

III.2. LOGICIEL EMPLOYE

Nous avons exploré les possibilités de différents logiciels d'éléments finis pour résoudre notre problème. Pour information, citons les logiciels rencontrés :

- ProMechanica (Parametric Technology Corporation) se limitait, à l'époque, en ce qui concerne le flambage, à la détermination de la charge critique et des modes de flambement ;

- ELFI (développé par le Laboratoire de Mécanique des Solides de Poitiers) nécessitait une adaptation pour la prise en compte des contraintes internes initiales et le calcul en grands déplacements ;

Même si le logiciel ABAQUS, utilisant la méthode de résolution dite 'de Riks modifiée', permet d'obtenir des solutions non-linéaires d'équilibre statique, dans le cas de problèmes instables où l'effort et/ou le déplacement peuvent décroître lors de l'évolution du chargement imposé, notre choix définitif s'est porté sur le code d'éléments finis CASTEM2000 [CAST-00].

Ce code a été développé par le Département des Études Mécaniques et Thermiques du Commissariat français à l'Énergie Atomique (CEA), et intègre des routines de calcul, des fonctions de construction de modèles et de traitement des résultats. Il met à disposition de l'utilisateur plus de 800 opérateurs servant chacun à l'exécution d'une seule opération, et qui constituent les instructions du langage de programmation 'Gibiane', faisant ainsi l'interface entre l'utilisateur et le programme de calcul. Il revient à l'utilisateur d'élaborer un programme structuré avec ce 'macrolangage', qui réponde aux exigences du problème aux éléments finis traité. Il apparaît toutefois qu'un tel programme peut se scinder en plusieurs phases successives : définition des paramètres généraux (type d'analyse, type d'éléments), élaboration de la géométrie (objet de type maillage), choix du modèle mécanique (élastique par exemple) et données du matériau, définition des conditions aux limites (efforts et déplacements), assemblage de la matrice de rigidité globale (objet de type rigidité), résolution du problème discrétisé et post-traitement des résultats (pour accéder aux déplacements, réactions, déformations et contraintes). Il est intéressant de remarquer qu'avec certaines précautions, une étude peut être poursuivie ou reprise à partir des résultats d'un calcul précédent.

III.3. PRESENTATION DES DIFFERENTS PROGRAMMES REALISES

III.3.1. Description

Afin de réaliser différentes études statiques en post-flambement du cadre élastique, celui-ci est modélisé dans son état au repos, puis forcé en post-flambement pour obtenir l'un des deux états d'équilibre stable (programme Inic). Ceci permet de prendre en compte les contraintes générées lors de la mise en post-flambage et constitue la phase d'initialisation, qui servira de base aux études suivantes en chargement.

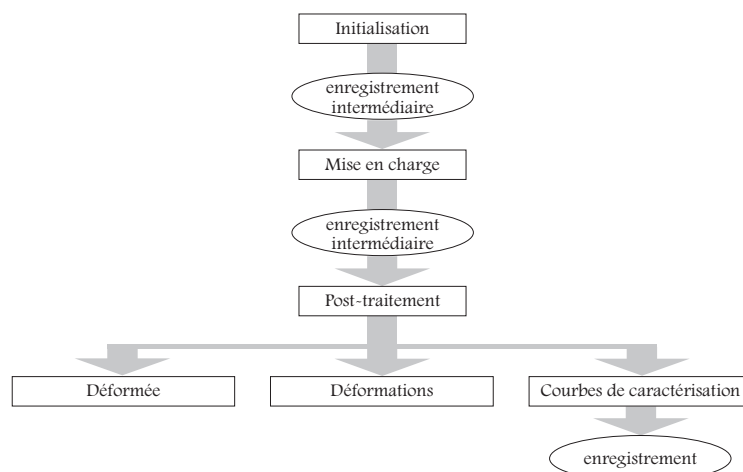


Figure 3.14. : *Décomposition d'une étude de chargement*

A l'issue de cette initialisation, les données du problème et les résultats de la mise en post-flambement sont enregistrés dans un premier fichier, pour pouvoir être réutilisés par les différents programmes réalisant la mise en charge. Nous avons en effet partagé une étude complète en différentes phases, nécessitant chacune le lancement d'un programme distinct. Ceci permet, outre une réduction des temps de résolution à chaque étape, de réutiliser les résultats de la phase d'initialisation pour différentes études de chargement. De la même manière, on pourra dissocier la partie calcul de la partie traitement des résultats, notamment pour le tracé des courbes de caractérisation de l'actionnement. Cette décomposition est donnée figure 3.14.

En ce qui concerne la mise en charge, différents cas ont été modélisés (fig. 3.15). Ainsi, une étude statique de l'élasticité du cadre post-flambé peut être réalisée : on peut observer l'influence d'efforts transversaux appliqués sur chaque côté du cadre (programme Chac0). Une variante de ce programme pourra également prendre en compte des efforts longitudinaux (programme Chac0-frot). La modélisation du cadre post-flambé subissant un déplacement imposé transversal de ses quatre cotés simultanément (programme Chac4) sera utile dans une phase de validation du modèle. Enfin, on pourra étudier les effets du déplacement imposé simultanément de deux côtés opposés du cadre, conjugué à l'application de charges parasites transversales sur les deux côtés libres (programme Chac2).

Tous ces programmes permettent de résoudre le problème aux éléments finis associé aux différentes études en charge. Comme nous l'avons déjà évoqué, la récupération des résultats qui nous intéressent nécessite l'écriture de différents programmes de post-traitement.

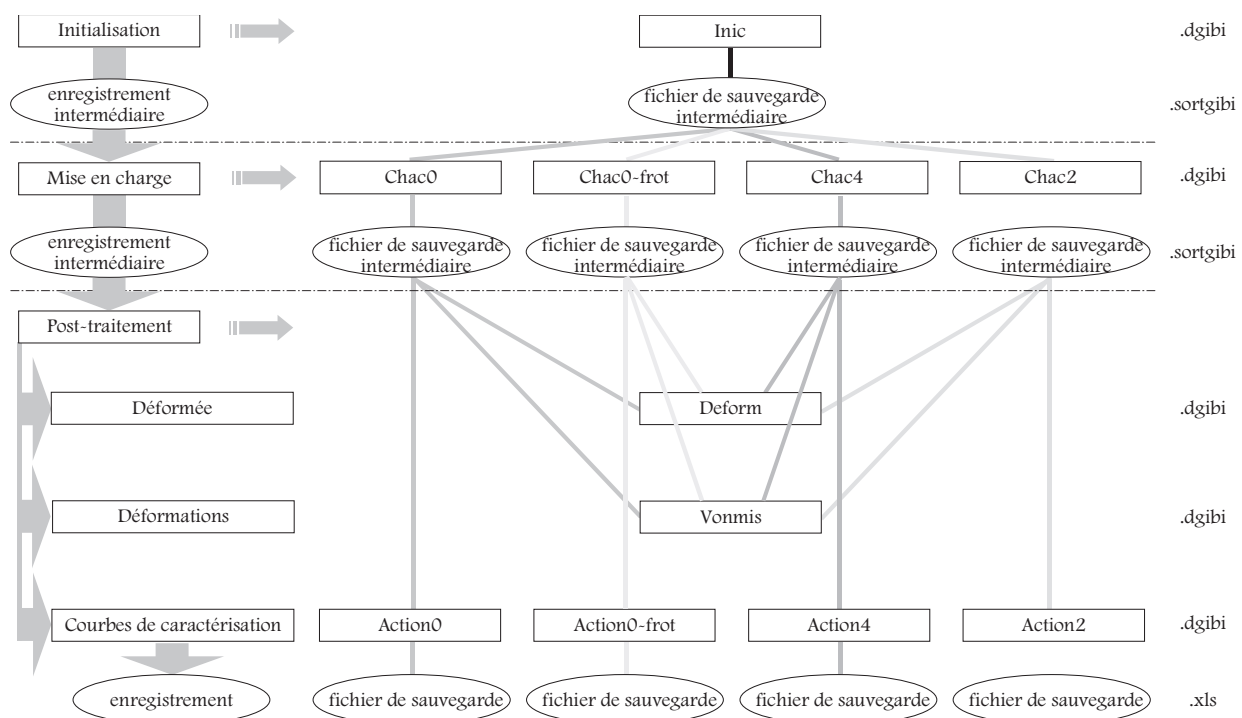


Figure 3.15. : Les différents programmes développés

III.3.2. Choix de la méthode de résolution

III.3.2.a. Procédure PASAPAS

Afin de prendre en compte les courbures et orientations dues aux grands déplacements, il est nécessaire de faire appel à une procédure de résolution particulière : la procédure PASAPAS. Cette procédure permet, par une résolution incrémentale, de mettre à jour à chaque itération et à l'aide de la

résolution précédente les orientations nécessaires au calcul de la matrice de rigidité, et par conséquent de prendre en compte les grands déplacements de post-flambage. Ceci revient à résoudre les problèmes en grands déplacements, comme une succession d'états d'équilibre en petits déplacements. Cette méthode étant itérative, les conditions limites appliquées au modèle et les chargements, s'ils ne sont pas constants tout au long d'une étude de charge, doivent être donnés en fonction d'un paramètre dit 'paramètre d'évolution', qui correspond en fait à un pseudo-temps. Ainsi, la définition des conditions limites et chargements variables est réalisée par la donnée de listes, qui décrivent l'évolution de ces différentes variables par leur valeur à chaque itération. Ceci sera utilisé tant lors de la mise en post-flambage, que dans les autres programmes de mise en charge.

III.3.2.b. Paramètre d'évolution

Lors de l'écriture du programme d'initialisation, il faut être conscient des chargements qui seront effectués lors des futures études en charge, car le paramètre d'évolution doit être défini afin de rendre les différents programmes successifs compatibles. Conformément à la décomposition d'une étude complète, le début et la fin de chaque étape correspondront chacun à un pseudo-temps, ou paramètre d'évolution, comme décrit dans la figure 3.16. Ceci définit le paramètre d'évolution pour tous les programmes successifs, et les chargements mécaniques 'efforts' ou de type 'déplacement imposé' seront définis dans ces programmes en fonction de ce paramètre.

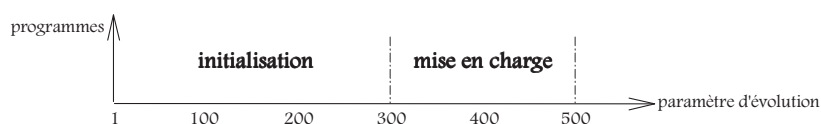


Figure 3.16. : Correspondance entre paramètre d'évolution et programmes de résolution

III.4. PHASE D'INITIALISATION

Comme évoqué dans la présentation générale, la mise en post-flambage du cadre, avant toute autre application d'un chargement, est nécessaire et servira de base pour les études suivantes. Cette mise en post-flambage permet d'obtenir un des deux états d'équilibre stable.

III.4.1. Définition de la géométrie et du maillage

Avant toute chose, la définition de la géométrie du cadre (qui est carré et symétrique) et la création du maillage sont requises. La figure 3.17 donne les points remarquables décrivant cette géométrie. Ces points sont créés pour d'une part définir le cadre, et d'autre part pouvoir appliquer aisément les conditions limites et les différents chargements. Concernant la géométrie, l'utilisateur précise le côté du cadre au repos, la hauteur du cadre et l'épaisseur des poutres.

Le cadre sera modélisé en dimension 3, et les éléments finis utilisés seront du type 'poutre à deux nœuds'. On considérera en effet pour simplifier que les plaques constituant le cadre peuvent être assimilées à des poutres. La discrétisation du cadre en 80 éléments à deux nœuds (ce qui peut sembler faible, tant en nombre de nœuds qu'en nombre d'éléments) sera amplement suffisante. En effet, le gain en précision par l'augmentation du nombre d'éléments sera négligeable, et en contre partie, une étude complète de charge sur le cadre post-flambé avec le nombre d'éléments choisi s'avérera suffisamment longue, du simple fait de la résolution en grands déplacements (procédure PASAPAS).

Afin de simplifier l'étude (mais nous verrons par la suite, que ce choix reste valable dans notre cas), le matériau sera supposé élastique isotrope (on précise alors uniquement le module d'Young et le

coefficient de Poisson). Remarquons que nous cherchons à utiliser notre cadre dans le domaine élastique (si possible linéaire) du polycarbonate (annexe 4). Nous ne considérerons donc pas les non-linéarités du problème mécanique dues au matériau lui-même.

III.4.2. Choix des conditions limites

La géométrie et le maillage du cadre étant définis, il convient de préciser les différentes conditions limites du problème. Lorsque des conditions limites sont définies, celles-ci le sont pour l'étude entière (c'est-à-dire aussi pour les programmes en aval), et ne peuvent donc pas être supprimées. Elles seront donc fixes tout au long de l'étude de charge. Notons que, si l'on ne peut supprimer une condition limite, on peut néanmoins en ajouter d'autres dans les études en aval (ce qui sera utilisé au paragraphe suivant). Ainsi, les conditions limites (ou blocages mécaniques) fixes seront (fig. 3.17) :

- pour tout le cadre : blocage du déplacement hors-plan, et des rotations qui correspondraient ici à des torsions des côtés du cadre
- comme dans tout problème aux éléments finis, un point fixe en déplacements doit être défini. Nous choisirons donc de bloquer le point P1 (axe haut gauche). Nous lui laisserons par contre une liberté en rotation, correspondant à la liaison pivot du cadre sur le squelette
- de la même manière, le point P3 (respectivement P7) sera bloqué en déplacement suivant z (respectivement x)

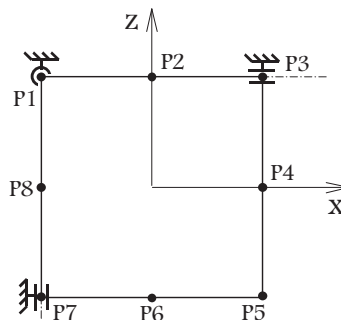


Figure 3.17. : Définition de la géométrie et des conditions limites fixes

Par ailleurs, lorsque l'étude à réaliser fait intervenir un chargement de type 'déplacement imposé', il est nécessaire de définir des conditions limites (blocages mécaniques), dont les valeurs seront variables, réalisant ainsi ce chargement. C'est ce que nous utiliserons pour amener le cadre en post-flambage. Nous choisissons de le réaliser de la façon suivante :

- application d'un effort d'amorce (d'orientation et de norme FZ2) en P2 et P6, qui initie une déformée du cadre dans une direction privilégiée. Ceci permettra lors de la phase suivante d'imposer le sens du flambage et d'obtenir l'un des deux états d'équilibre de post-flambage : configuration convexe ou concave (fig. 3.18)



Figure 3.18. : Les deux configurations pouvant être obtenues suivant le sens de l'effort d'amorce

- mise en post-flambage du cadre par déplacement imposé progressif des axes P3, P5 et P7, jusqu'à un positionnement correspondant à l'entraxe de post-flambage final

- retrait des efforts d'amorce, afin d'obtenir l'état d'équilibre stable du cadre à vide

Nous voyons que le positionnement final des axes P3, P5 et P7 fait appel à la définition de conditions limites supplémentaire. Mais la donnée de conditions classiques en déplacement pour ces points implique qu'ils seront forcés en position, alors que l'amorce permettant le choix du sens de flambage nécessiterait que ces points soient également munis d'une liberté en déplacement. Il est donc nécessaire ici de définir des conditions de blocage mécanique unilatérales. Ainsi, nous appliquerons les conditions limites représentées sur la figure 3.19.

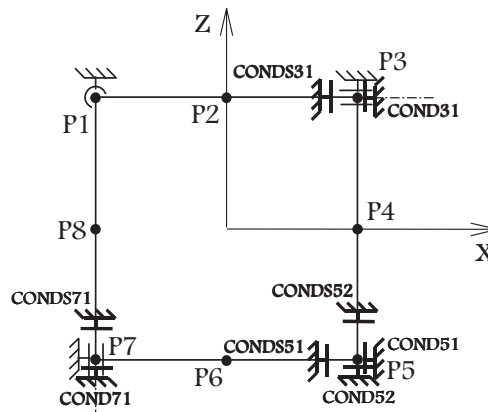


Figure 3.19. : Les conditions limites variables

III.4.3. Choix des chargements

L'application de l'effort d'amorce orientant la déformée du cadre n'étant que provisoire, il convient donc de définir convenablement sa valeur en fonction du paramètre d'évolution (fig. 3.20.a). Pour faciliter la convergence de la résolution, cet effort sera appliqué puis relâché progressivement (fig. 3.20.b).

Comme nous l'avons déjà évoqué, la phase de mise en post-flambage consiste en un chargement de type 'déplacement imposé'. Il convient donc ici de définir l'évolution de ces déplacements. L'utilisation judicieuse des blocages mécaniques unilatéraux permettra de laisser les axes libres lors de l'application de l'effort d'amorce, puis de réaliser leur positionnement afin d'obtenir l'entraxe voulu, et enfin un blocage définitif des axes, en déplacement, pour la suite de l'étude (fig. 3.21 et 3.22).

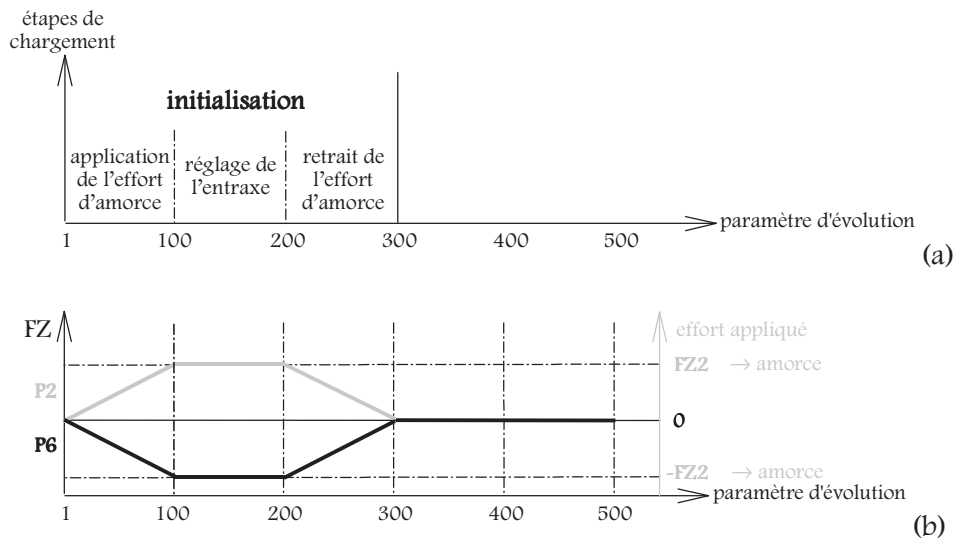


Figure 3.20. : Correspondance entre paramètre d'évolution et étape de chargement (a) et évolution de la force d'amorce de la déformée de post-flambage (b)

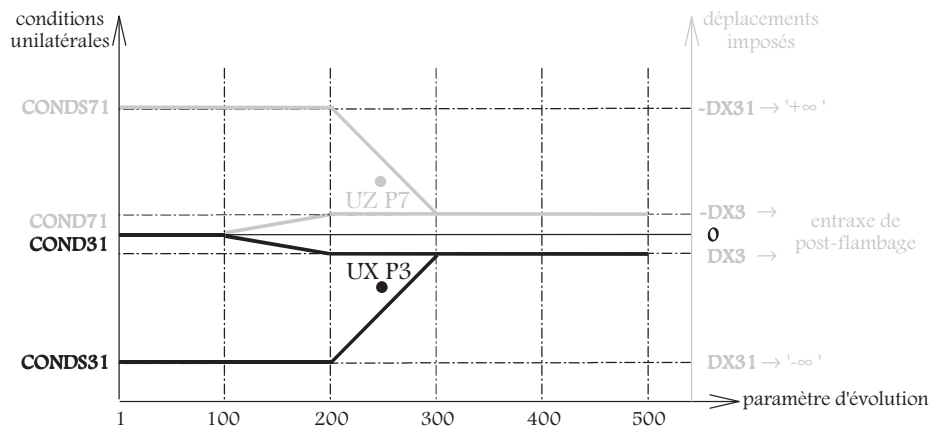


Figure 3.21. : Valeur des différents blocages en P3 et P7 en fonction du paramètre d'évolution : chargement de type 'déplacement imposé'

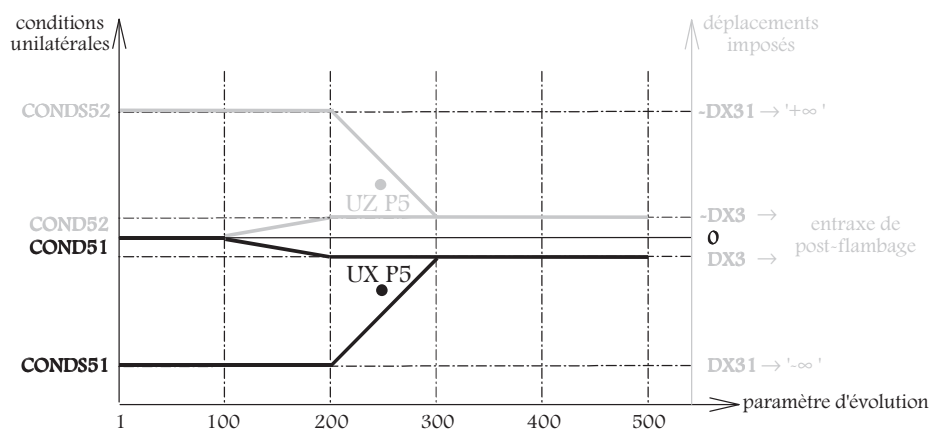


Figure 3.22. : Valeur des différents blocages en P5 en fonction du paramètre d'évolution : chargement de type 'déplacement imposé'

III.4.4. Résolution

Les paramètres du programme d'initialisation concernent donc la géométrie et le maillage du cadre, le matériau et les conditions de post-flambage.

La résolution du problème par la procédure de calcul en grands déplacements nécessite l'utilisation d'un objet de type table (ou tableau) constitué de différents éléments. Chaque élément contient une information type : modèle (maillage et modèle mécanique utilisé), caractéristiques (matériau et géométrie des éléments), blocages mécaniques (conditions limites) ou encore chargements (efforts et déplacements imposés). D'autres éléments de cette table permettent de définir : les valeurs du paramètre d'évolution pour lesquelles la résolution aura lieu (influe sur la convergence de la résolution), de définir celles pour lesquelles les résultats seront enregistrés en fin de programme (fichier d'enregistrement intermédiaire), de préciser des options de résolution (grands déplacements, grandes rotations), le nombre maximal de pas de calcul et d'itérations à chaque pas et aussi des paramètres de précision pour la convergence. Lorsque cet objet 'table' est défini, la procédure de calcul est lancée. Au terme de la résolution, l'objet table (contenant alors de plus les résultats aux paramètres d'évolution choisis) est sauvegardé dans un fichier intermédiaire (format .sortgibi), pour pouvoir être utilisé lors d'une résolution ultérieure (cf. paragraphe III.3.1).

Il faut être prudent dans le choix des valeurs du paramètre d'évolution pour lesquelles la résolution aura lieu. En effet, on s'apercevra qu'un trop grand pas, c'est-à-dire une variation trop grande du déplacement imposé entre deux étapes de calcul, aura pour conséquence une grande

augmentation du nombre d'itérations et de sous-pas de calcul pour obtenir la convergence. Cela peut même entraîner la non convergence du calcul (cumul d'erreurs ou problème de bifurcation ou d'instabilité). Lorsque les déplacements imposés auront une très grande influence sur les déplacements de certains nœuds du modèle, il faudra réaliser le calcul pour des valeurs suffisamment voisines du paramètre d'évolution. Il est vrai que ceci n'est pas sans influence sur la durée de résolution du problème aux éléments finis. Toutes ces remarques seront valables pour la phase de mise en charge du cadre, et quel que soit le cas étudié.

Ce programme d'initialisation permet donc d'obtenir la configuration du cadre élastique dans son état d'équilibre stable de post-flambage, à vide. On peut alors envisager d'étudier le comportement de ce cadre post-flambé, lorsqu'il est soumis à différents chargements.

Nous avons vérifié que la flèche à l'équilibre obtenue, ainsi que les efforts aux pivots, sont en concordance avec les résultats d'une étude analytique (présentée en annexe 2), ce qui permet une première validation théorique de l'utilisation de ce logiciel et de ce type de résolution. On fera d'ailleurs, à titre indicatif, un calcul systématique de la flèche théorique dans ce programme d'initialisation.

III.5. PHASE DE CHARGEMENT

Nous disposons donc du cadre dans son état d'équilibre stable post-flambé. Nous pouvons alors réaliser différentes études en charge. Nous avons vu, dans le paragraphe II, que la structure était soumise à différents efforts et déplacements imposés lors des différentes configurations statiques du robot dans un tube vertical. Ces chargements influant sur les déformations du cadre post-flambé, nous avons voulu les modéliser afin de vérifier la validité du critère de déformation élastique sous charge. Le modèle a donc été complété pour prendre en compte les efforts d'interaction module-module, et pouvoir ainsi prédire le comportement de ce module en tant que partie du robot. Ainsi, nous pourrions étudier les caractéristiques élastiques des modules en phase d'allonge, c'est-à-dire leur allongement ou leur raccourcissement, tout comme le comportement statique de la structure au contact sous charge.

En ce qui concerne l'actionnement, nous avons vu que les fils AMF étaient placés longitudinalement aux plaques constituant le cadre. Nous emploierons donc souvent les termes de 'chargement parallèle' ou 'chargement longitudinal'. N'ayant pas réussi à modéliser le rôle d'obstacle mécanique joué par les fils, tels qu'ils sont montés sur la structure, nous nous sommes contentés de réaliser le chargement nécessaire au basculement, par l'application de déplacements transversaux imposés au centre de deux côtés opposés. C'est ce qu'on nommera par la suite 'actionnement direct' ou 'actionnement transversal'. Ceci permettra d'étudier le basculement de la structure par une majoration des déformations qu'elle subirait en chargement longitudinal, afin de valider ses dimensions en vue de son utilisation ultérieure.

III.5.1. Différents cas de chargement

Nous avons donc programmé différents cas de chargement, correspondant chacun à un type particulier d'étude statique :

Tout d'abord, le programme 'Chac4' permet de charger simultanément les quatre côtés du cadre en déplacement imposé (fig. 3.23), afin de valider l'utilisation de la procédure de calculs en grands déplacements à l'aide des résultats d'une étude théorique (annexe 5). Il permettra d'autre part d'estimer l'ordre de grandeur des caractéristiques de basculement du cadre à vide dans le cas d'un actionnement direct des quatre côtés. Nous supposons que le basculement de ce dernier se produit lorsque les efforts de réaction aux nœuds changent de signe, c'est-à-dire où le cadre ne s'oppose plus au

déplacement qui lui est imposé, mais le ‘devance’. On suppose en effet qu’à cet instant, si on supprime le blocage mécanique au point de chargement, le cadre basculera naturellement vers son second état d’équilibre stable. Ainsi, le déplacement actionneur sera le déplacement imposé pour lequel l’effort de réaction au point de chargement change de signe ; l’effort actionneur, lui, sera défini comme étant l’effort maximal devant être fourni au point d’application du déplacement imposé. Remarquons que ce type de chargement engendre des déformations majorées du cadre élastique idéal (déformée de mode 3 de post-flambage). Néanmoins, ce type d’actionnement ne peut pas être réalisé technologiquement à l’aide de fils AMF, placés transversalement, ceux-ci ne pouvant que ‘tirer’.

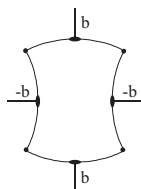


Figure 3.23. : *Étude du basculement par déplacement imposé symétrique des quatre côtés : b*

Le programme ‘Chac0’ permet d’étudier le comportement du cadre lorsque celui-ci est soumis à des efforts transversaux appliqués au milieu de ses côtés (fig. 3.24). L’étude de l’allongement ou du raccourcissement du module en phase d’allonge pourra alors être réalisée. Une variante du programme Chac0 (le programme Chac0-frot) permettra de tenir compte de l’influence supplémentaire d’efforts longitudinaux, et pourra donc être utilisée pour une étude du contact avec le tube (fig. 3.25).

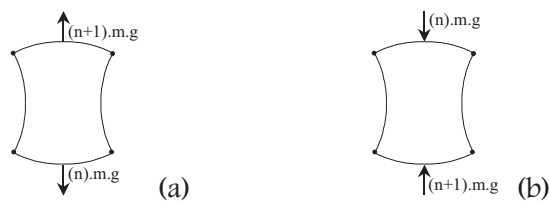


Figure 3.24. : *Efforts modélisés sur un module d’allonge : traction (a) et poussée (b)*

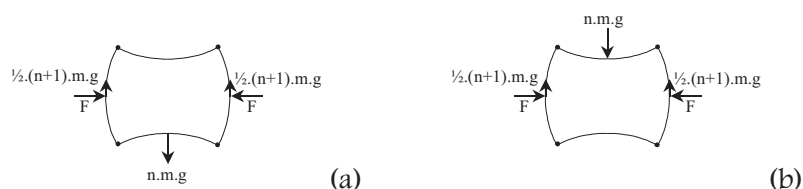


Figure 3.25. : *Efforts modélisés sur un module de contact : traction (a) et poussée (b)*

Enfin, le programme ‘Chac2’ permet d’imposer de manière symétrique le déplacement des milieux de deux côtés opposés du cadre, et d’appliquer des efforts transversaux parasites aux deux autres côtés. Selon que le déplacement imposé est faible ou important, on pourra, soit étudier raisonnablement le comportement statique du cadre au contact dans un tube vertical (fig. 3.26), soit évaluer l’influence de ces efforts parasites principalement sur les déformations du cadre, lors d’un éventuel basculement par chargement direct de deux côtés opposés (fig. 3.27).

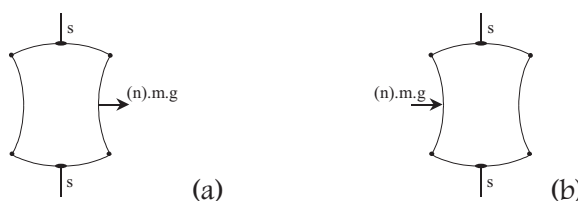


Figure 3.26. : *Efforts modélisés sur un module : traction (a) et poussée (b) à serrage s donné*

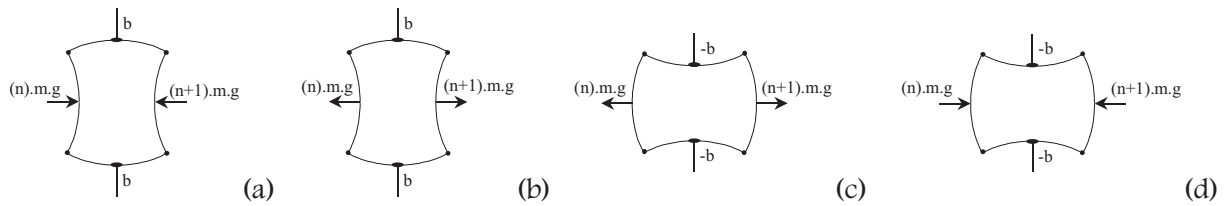


Figure 3.27. : *Efforts modélisés sur un module lors du basculement b : perte de contact avec poussée (a) et traction (b) ; prise de contact avec traction (c) et poussée (d)*

En effet, l'application de tels déplacements imposés, jusqu'à l'amorce du basculement, permet d'étudier le changement de signe de l'effort de réaction aux points de chargement. Ce changement de signe des efforts renseigne sur un basculement local des côtés considérés. Mais ceci ne nous assure pas du basculement complet du cadre : on ne peut pas savoir comment se comporteront les deux autres côtés (basculeront-ils aussi ou empêcheront-ils les deux côtés actionnés de basculer totalement ?). Pour s'assurer du basculement dans le cas d'un chargement transversal, il faudrait compléter l'étude en réalisant à la suite une phase de relâchement des points chargés, pour observer un éventuel retour à l'état initial ou un basculement effectif. Mais ceci n'ayant pas été testé, rien n'est certain quant à la convergence ou la divergence du calcul (instabilité et bifurcations).

III.5.2. Choix du type de chargement

Comme déjà évoqué plus haut, le chargement permettant de réaliser le serrage ou le basculement sera ici un déplacement imposé. On verra, au paragraphe IV, que la courbe effort appliqué/déplacement engendré n'est pas monotone, ce qui signifie que l'application d'un chargement de type 'effort' peut conduire, s'il est trop important, à la non convergence de la résolution par éléments finis. Par ailleurs, on préférera utiliser un chargement de type 'déplacement', car il se trouvera être plus proche du rôle concret réalisé au contact dans le tube (serrage), ou du raccourcissement des fils AMF dans le cas d'une étude de basculement par actionnement direct.

Les trois types d'études citées ci-dessus concernent donc soit un chargement purement en 'déplacement imposé' (Chac4), soit purement en 'efforts appliqués' (Chac0), soit les deux (Chac2). Pour rester succinct mais complet, nous ne décrirons ici que l'étude par Chac2, qui fait intervenir un chargement mixte et sera largement utilisé au chapitre 5 pour l'étude du contact avec le tube.

III.5.3. Choix des conditions limites

Nous rappelons que dans un programme de chargement, la géométrie et le maillage ne doivent pas être redéfinis, car ils sont connus par une sauvegarde intermédiaire. De même, les conditions limites et les chargements définis dans le programme d'initialisation restent définis pour une étude en aval. Il convient donc, ici, de ne définir que les conditions limites supplémentaires que la présente étude nécessite. Il en sera de même plus tard pour les chargements. Les conditions limites fixes supplémentaires seront :

- les points P2 et P6 seront bloqués en déplacement suivant x , à la valeur observée à l'état d'équilibre de post-flambage (fin de la phase d'initialisation) (fig. 3.28)

Par ailleurs, le programme Chac2 fait intervenir un chargement mixte 'effort'-'déplacement imposé'. La mise en charge sera donc réalisée en différentes étapes (figure 3.29) :

- application en P4 et P8 des efforts transversaux parasites (orientés)
- obtention du serrage dans le tube, ou basculement du cadre par actionnement direct, par déplacement imposé progressif des points P2 et P6 suivant z

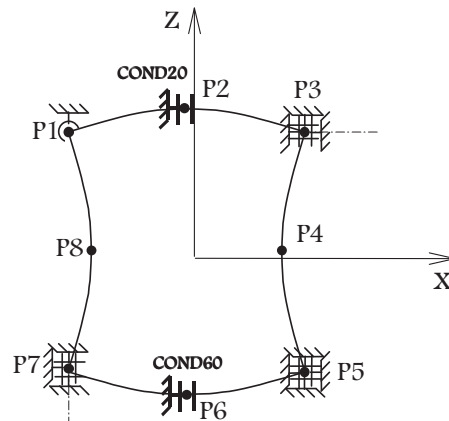


Figure 3.28. : Conditions limites fixes supplémentaires

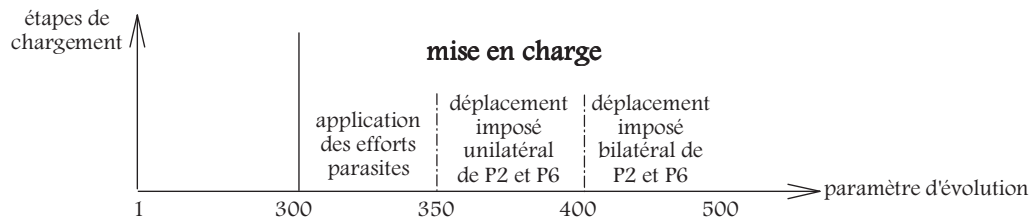


Figure 3.29. : Correspondance entre paramètre d'évolution et étape de chargement

Comme dans l'étape d'initialisation, la maîtrise de la position des points chargés P2 et P6 nécessite l'utilisation de blocages mécaniques unilatéraux. En effet, la phase de mise en post-flambage et l'application des efforts parasites entraînent un déplacement de P2 et P6, qu'il conviendrait de connaître pour effectuer un choix correct du déplacement à imposer pour la phase de mise en charge.

Afin de faciliter la programmation et d'éviter des contraintes superflues dans le cadre élastique, on réalisera un déplacement imposé en deux étapes. La première permettra de réaliser la mise en contact et de commencer le chargement ; la seconde permettra de poursuivre le chargement tout en retenant les points commandés, afin de pouvoir si non déterminer l'instant de basculement local, du moins maîtriser le déplacement imposé au cas où la réponse deviendrait instable (évolution des efforts de réaction non monotone). Les conditions limites (blocages mécaniques) dont les valeurs seront variables pour réaliser le chargement de type 'déplacement imposé' seront donc celles présentées figure 3.30.

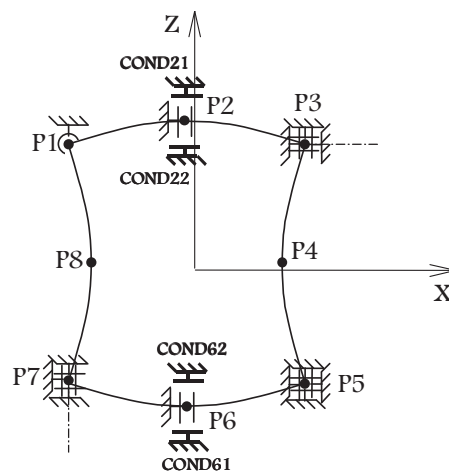


Figure 3.30. : Conditions limites variables supplémentaires (cas convexe)

III.5.4. Description des chargements

Les efforts parasites seront appliqués progressivement. Il convient donc de définir leur valeur en fonction du paramètre d'évolution (fig. 3.31).

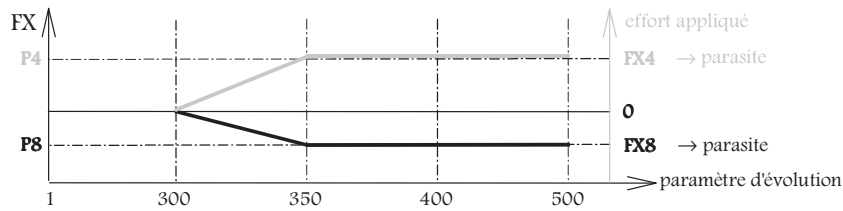


Figure 3.31. : Evolution des efforts parasites

Nous définissons aussi l'évolution des déplacements imposés, nécessaire à la réalisation du serrage subit par le cadre élastique lors de son positionnement dans le tube (voire même la réalisation du basculement total), en fonction du paramètre d'évolution (figure 3.32). On distinguera la phase de chargement nécessaire à la prise de contact tube/cadre post-flambé et celle de serrage à proprement parlé. DZ2I et DZ2F correspondent au déplacement imposé du point P2, déplacement qui est référencé aux axes P1 et P3, et nécessaire à l'obtention du serrage voulu. En ce qui concerne P6, le déplacement imposé sera symétrique et référencé aux axes P5 et P7 (qui ont subi, lors de la phase d'initialisation, un déplacement $zer6$ suivant z).

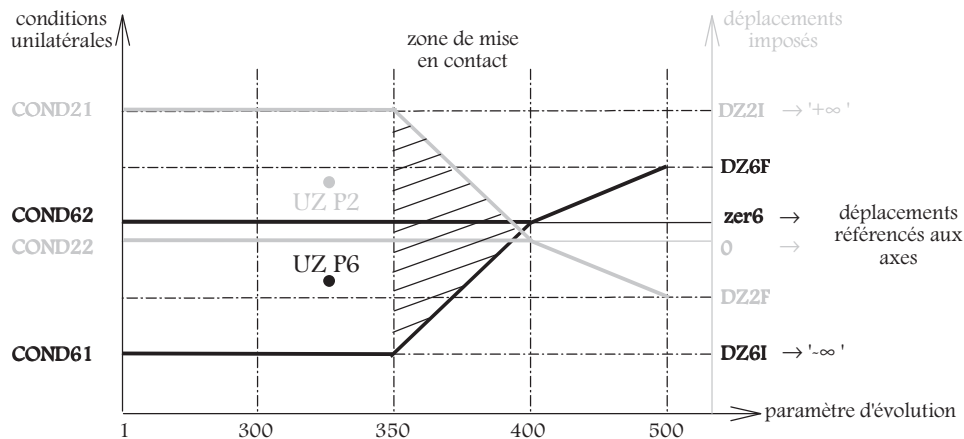


Figure 3.32. : Valeur des différents blocages en P2 et P6 en fonction du paramètre d'évolution : serrage de type 'déplacement imposé' (cas du chargement pour l'étude du basculement)

III.5.5. Résolution

Les paramètres du programme de chargement concernent donc les valeurs des efforts parasites en P4 et P8, et celles des déplacements initiaux et finaux en P2 et P6, permettant d'obtenir un serrage du cadre entre les deux points réalisant le contact avec le tube (ou un rapprochement de ces deux points, dans le cas de l'étude d'un actionnement direct à l'aide de fils AMF).

Il est nécessaire, pour démarrer le calcul, de récupérer les résultats de la phase d'initialisation, qui permettent, d'une part de déterminer les conditions limites fixes à appliquer ainsi que $zer6$, et d'autre part de prendre en compte les contraintes et déformations de la phase d'équilibre de post-flambage et les orientations nécessaires à la mise à jour de la matrice de rigidité. En effet, la résolution en grands déplacements doit permettre de conserver les conditions limites définies lors de la phase d'initialisation (réglage de l'entraxe de post-flambage) et de les compléter par celles nécessaires au chargement. Les éléments correspondants de la table (blocages mécaniques et chargements) seront donc

constitués de ceux sauvegardés à l'issue du programme d'initialisation et des nouveaux éléments définis dans ce programme de mise en charge. Au terme de la résolution du problème en charge, une sauvegarde de l'objet table est réalisée afin de pouvoir être utilisée dans les différents programmes de post-traitement.

Remarquons que le choix du déplacement final DZ2F est limité. En effet, il existe un point limite de déplacement imposé, principalement lors de l'utilisation de Chac2 et qui dépend des conditions de chargement (valeur des efforts), jusqu'où la résolution est possible. Au-delà, nous rencontrons des problèmes de convergence, qui peuvent être dus à un éventuel problème de bifurcation.

III.6. PHASE DE POST-TRAITEMENT

III.6.1. Vérification des déformations ou contraintes limites

Comme déjà évoqué, cette étude a pour but de vérifier que le cadre ne subit pas de sollicitations telles, qu'elles entraîneraient sa ruine. C'est pourquoi, le choix d'un critère de limite élastique est nécessaire, et son utilisation nécessite l'obtention des contraintes ou des déformations dans les poutres.

III.6.1.a. Critère sur la contrainte

Dans le cas général, le solide possède en chacun de ses points un état de contrainte triaxial [GIET-76]. Pour pouvoir juger de l'acceptabilité de l'état de contrainte en un point, il est nécessaire de pouvoir le comparer (par le calcul d'une contrainte équivalente) à la limite élastique en traction pure ou compression pure du matériau, généralement définie par rapport au début des déformations plastiques. Cette limite ne doit pas être dépassée si l'on veut que la pièce conserve ses qualités fonctionnelles.

Les différents critères, habituellement utilisés pour les matériaux isotropes (les métaux par exemple) et basés sur différentes hypothèses, donnent chacun un calcul de contrainte équivalente devant rester inférieure à la contrainte limite élastique du matériau. Mais l'utilisation d'un critère particulier sur la contrainte nécessite de pouvoir calculer les contraintes vraies (que ce soit dans le repère local ou le repère global), ce qui n'est pas possible. En effet, dans notre cas (calculs sur éléments 'poutre', avec l'option 'grands déplacements'), les contraintes disponibles ne sont en fait que les efforts généralisés. En effet, on ne maille que la fibre moyenne. Pour obtenir les vraies contraintes, il faudrait mailler par des éléments massifs ; les quelques essais réalisés avec des éléments cubiques à 8 nœuds ce sont révélés infructueux (longueur et problèmes de convergence du calcul en grands déplacements). Un calcul des contraintes à partir des déformations ne donne pas non plus de résultat correct pour les poutres, car les termes du second ordre en déformation, créent des erreurs lors de l'inversion de la matrice de Hooke.

De ce fait, et vu les problèmes rencontrés, nous nous sommes donc contentés de l'information d'une contrainte équivalente particulière (même si, dans notre cas, celle-ci ne semble pas la plus appropriée pour son utilisation dans un critère de plasticité), et dont le calcul est effectué directement à l'aide d'une procédure interne au logiciel. Pour l'élément poutre, la formule utilisée fait effectivement intervenir les efforts généralisés :

$$\sigma_{\text{équ.}} = \sqrt{\left(\frac{N}{S}\right)^2 + \left(\frac{M_X \times D_X}{I_X}\right)^2 + \left(\frac{M_Y \times D_Y}{I_Y}\right)^2 + \left(\frac{M_Z \times D_Z}{I_Z}\right)^2}$$

où S est la section, I_Y et I_Z sont les moments quadratiques et I_X le moment de torsion des poutres. D_X , D_Y , D_Z sont les distances des fibres les plus chargées à la ligne neutre. N, M_X , M_Y et M_Z sont les efforts généralisés fournis par la résolution.

III.6.1.b. Choix du critère utilisé

Or, étant donnée la faible épaisseur des poutres constituant le cadre, et leur caractère élancé (faible rapport hauteur/longueur), les effets des chargements mécaniques (efforts et déplacements imposés) se font principalement ressentir dans la direction de la ligne moyenne. En conséquence, l'utilisation d'une contrainte équivalente pour prendre en compte l'état de contrainte triaxial semble superflu.

L'annexe 4 permet de plus, par des considérations sur la température d'utilisation de notre module et les caractéristiques viscoélastiques du matériau utilisé (polycarbonate), de porter notre choix sur un critère de déformation limite élastique. Ainsi, pour que le dimensionnement du cadre soit valide vis à vis des différents chargements, on conviendra qu'il suffit que la déformation longitudinale maximale en tout point du cadre reste inférieure à 2%. On pourra cependant, par curiosité, ou pour utiliser par la suite le critère de Von Mises modifié [GSEL-95], calculer la contrainte équivalente maximale.

On obtiendra les déformations à partir des déplacements, à l'aide d'une procédure prenant en compte les termes du deuxième ordre, et qui fournit entre autre pour nos éléments poutre, la déformation de traction-compression et les déformations de cisaillement.

III.6.1.c. Programme développé

Ce programme de post-traitement permet de calculer les déformations (et la contrainte équivalente) en tout point du cadre, et tout au long de cette mise en charge (c'est-à-dire à chaque valeur du paramètre d'évolution pour laquelle la sauvegarde a été réalisée). Les valeurs minimale et maximale des déformations (resp. des contraintes équivalentes) sont recherchées et affichées, pour pouvoir être comparées à la déformation limite élastique choisie de 2 % (resp. aux contraintes limites élastiques en compression et en traction).

III.6.2. Déformée

Un autre programme de post-traitement des résultats permet le tracé de la déformée du cadre, des efforts de réaction et des déplacements pour une valeur du paramètre d'évolution choisie, pour comparaison avec la déformée avant chargement et la déformée finale. Ainsi, la valeur de la flèche pour chaque côté du cadre peut être obtenue.

III.6.3. Courbes caractéristiques

Un dernier type de programme de post-traitement concerne le tracé de courbes caractéristiques du chargement réalisé. Comme mentionné au début du paragraphe III, à chaque cas de chargement correspond un fichier de post-traitement particulier (ceci est dû aux différentes conditions limites appliquées). Pour des raisons de similitude avec les autres fichiers, nous ne décrirons ici que les possibilités du fichier de post-traitement de Chac2, nommé Action2.

Ce programme sélectionne les grandeurs (déplacement ou effort de réaction) dont on désire tracer l'évolution en fonction du pseudo-temps (ou par correspondance, en fonction d'une autre grandeur). Il affiche aussi certains résultats significatifs, et réalise la sauvegarde des différentes données en fonction de l'évolution du chargement dans des fichiers au format EXCELL (fichiers.xls).

Les informations disponibles sont alors les suivantes :

- valeurs des flèches à l'équilibre, après application des efforts parasites et avant réalisation du serrage par déplacement imposé

- valeur de la flèche théorique à vide (configuration symétrique du cadre)
- valeur de l' 'effort actionneur' (effort de réaction de norme maximale au long d'un chargement pour l'étude du basculement) au point P2 (resp. P6)
- valeur du 'déplacement actionneur' référencé aux lignes d'axes (correspond à un changement de sens, par le passage à la valeur nulle, de l'effort de réaction) au point P2 (resp. P6)

22 fichiers contiennent les données nécessaires au tracé hors ligne des courbes d'évolution des différentes grandeurs choisies, que ce soit en fonction du paramètre d'évolution du chargement (à partir de la valeur 350 de ce paramètre, soit le début du déplacement imposé des points P2 et P6 ici), ou en fonction d'une autre grandeur. On peut ainsi tracer les évolutions suivantes :

- les flèches (déplacements référencés aux axes) en P2, P4, P6 et P8 en fonction du paramètre d'évolution du chargement
- les efforts parasites en P4 et P8 en fonction du déplacement de P4 et P8 référencé aux axes
- les composantes en x et z des efforts de réaction aux pivots P1, P3, P5, P7 en fonction du paramètre d'évolution
- les composantes en x et z des efforts de réaction aux points P2 et P6 (chargés en déplacement imposé) en fonction du paramètre d'évolution ou du déplacement imposé référencé aux axes

La courbe reliant l'effort de réaction suivant z au point P2 (resp. P6) en fonction du déplacement imposé de P2 (resp. P6) référencé à la ligne d'axes P1P3 (resp. P5P7), c'est-à-dire la flèche, sera nommée 'caractéristique au contact' dans le cas où le déplacement imposé final correspond à un serrage maximal dans le tube (module de maintien). Dans le cas d'un chargement par déplacement imposé jusqu'au basculement, nous l'appellerons abusivement 'courbe effort/déplacement actionneur' (voir paragraphe IV.2.1).

Nous avons décrit dans cette partie les différentes étapes nécessaires à l'étude du cadre élastique forcé en post-flambage et soumis à divers chargements. Il convient maintenant de valider le dimensionnement réalisé au paragraphe I, par l'étude du basculement du cadre à l'aide du modèle aux éléments finis développé. Comme déjà évoqué, le modèle sera aussi utilisé au chapitre 5 pour l'étude des phases statiques du module.

IV. VALIDATION DU DIMENSIONNEMENT A L'AIDE DU MODELE

IV.1. RESTRICTIONS

Le modèle actuel ne permet d'étudier le comportement du cadre élastique (et non celui de l'ensemble cadre + squelette) que lorsque celui-ci est soumis à des efforts au centre de chacun de ses côtés (Chac0), ou à un chargement symétrique et simultané en 'déplacement imposé' de ses quatre côtés (Chac4).

En ce qui concerne le serrage dans le tube (qu'il soit horizontal ou vertical), l'utilisation de Chac2 sera correcte pour des déplacements imposés symétriques et simultanés, et pour des efforts parasites transversaux quelconques dans le cas de l'utilisation de pattes guide-fils guidées en translation avec le squelette. Si tel n'est pas le cas (pattes non guidées ou cadre dépourvu de pattes), le modèle ne sera pas valide, à cause des blocages des points P2 et P6 réalisés suivant x (qui reviennent à empêcher un mouvement de corps rigide du squelette).

Une dissymétrie de comportement due à une excentration des points de contact, à une différence d'entraxe, ou à une différence d'épaisseur pour un côté du cadre par exemple, ne pourra pas être étudiée, cette dissymétrie causant, elle aussi, un mouvement de corps rigide du squelette jusqu'à atteinte d'une position d'équilibre (ce que l'on constate expérimentalement), ce qui modifie donc les efforts et les déformations du cadre. De plus, ce modèle ne permettra pas de mettre en évidence les instabilités dues aux côtés non chargés, et les possibilités de configuration multiple observables de manière expérimentale (bifurcations et instabilités).

Ainsi, le modèle développé ne permet-il d'étudier que des cas de chargement par 'déplacement imposé' symétriques et idéaux. Il sera principalement utilisé pour vérifier l'état de déformation subit par le cadre élastique, lorsque celui-ci est soumis à différents efforts représentatifs des sollicitations qu'il peut rencontrer en phase d'équilibre statique, ou en phase de basculement, lors de son utilisation en tant que partie du robot. Il pourra aussi être utilisé à titre d'évaluation de son comportement au contact dans le tube.

IV.2. DIMENSIONNEMENT DU PREMIER PROTOTYPE

Nous avons choisi, à l'aide de l'étude de pré-dimensionnement et des résultats des manipulations réalisées sur les fils AMF à disposition (chapitre 4), de donner à notre cadre élastique les caractéristiques suivantes :

- Chaque poutre constituant le cadre a les dimensions suivantes : longueur 30,00 mm, hauteur 3 mm, épaisseur 0,24 mm
- L'entraxe de post-flambage vaut 29,24 mm
- Le module d'Young du matériau employé (mesuré sur une poutre mince de mêmes dimensions et soumise à une 'flexion trois points') est de 2100 MPa

Pour vérifier la validité du dimensionnement (sous des conditions de post-flambage données) du cadre flexible sous charge, il est nécessaire de pouvoir quantifier les efforts parasites qui s'y appliquent.

Ceci implique la connaissance de la masse d'un module complet (muni de fils AMF), et donc la réalisation d'un premier prototype. Pour cela, nous avons utilisé différents programmes de chargement sur le cadre élastique, pour vérifier le respect du critère de déformation. Cette simulation a été réalisée à vide d'efforts parasites, mais en imposant un déplacement jusqu'à basculement de la (ou des) plaque(s) chargée(s), pour ainsi permettre la réalisation du prototype non optimisé, qui sera utilisé par la suite (chapitre 4) pour différents tests de validation expérimentale.

IV.2.1. Courbe effort-déplacement

Avec les dimensions choisies précédemment, nous avons réalisé à l'aide des programmes développés, la mise en charge d'un seul côté (Chac1), de deux côtés opposés (Chac2) et de quatre côtés simultanément (Chac4), jusqu'au basculement. Chaque courbe effort-déplacement fournie par les programmes de post-traitement correspond à l'évolution de l'effort de réaction appliqué au cadre élastique lors du chargement transversal par déplacement imposé du (ou des) côté(s) considérés (fig. 3.33). L'annexe 5 présente une étude de validation théorique de la courbe effort/déplacement dans le cas du chargement transversal symétrique des quatre côtés du cadre (Chac4).

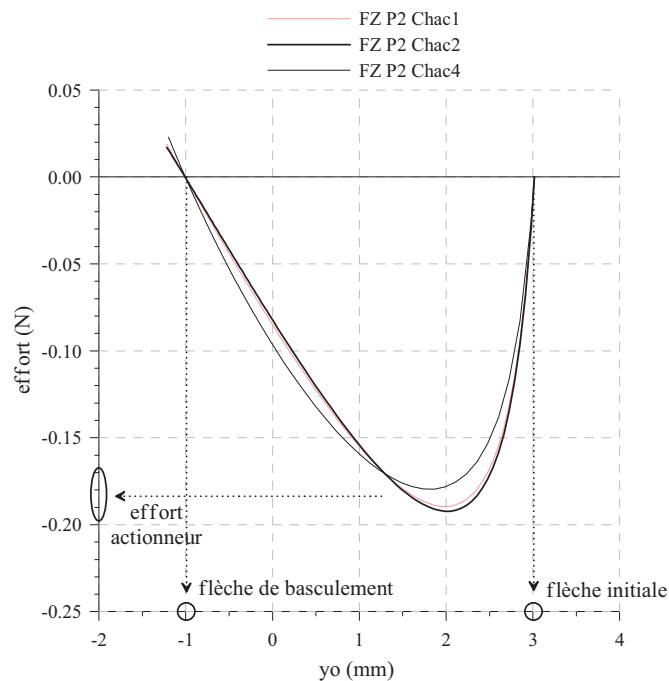


Figure 3.33. : Courbe effort/déplacement actionneur en P2 (suivant z)

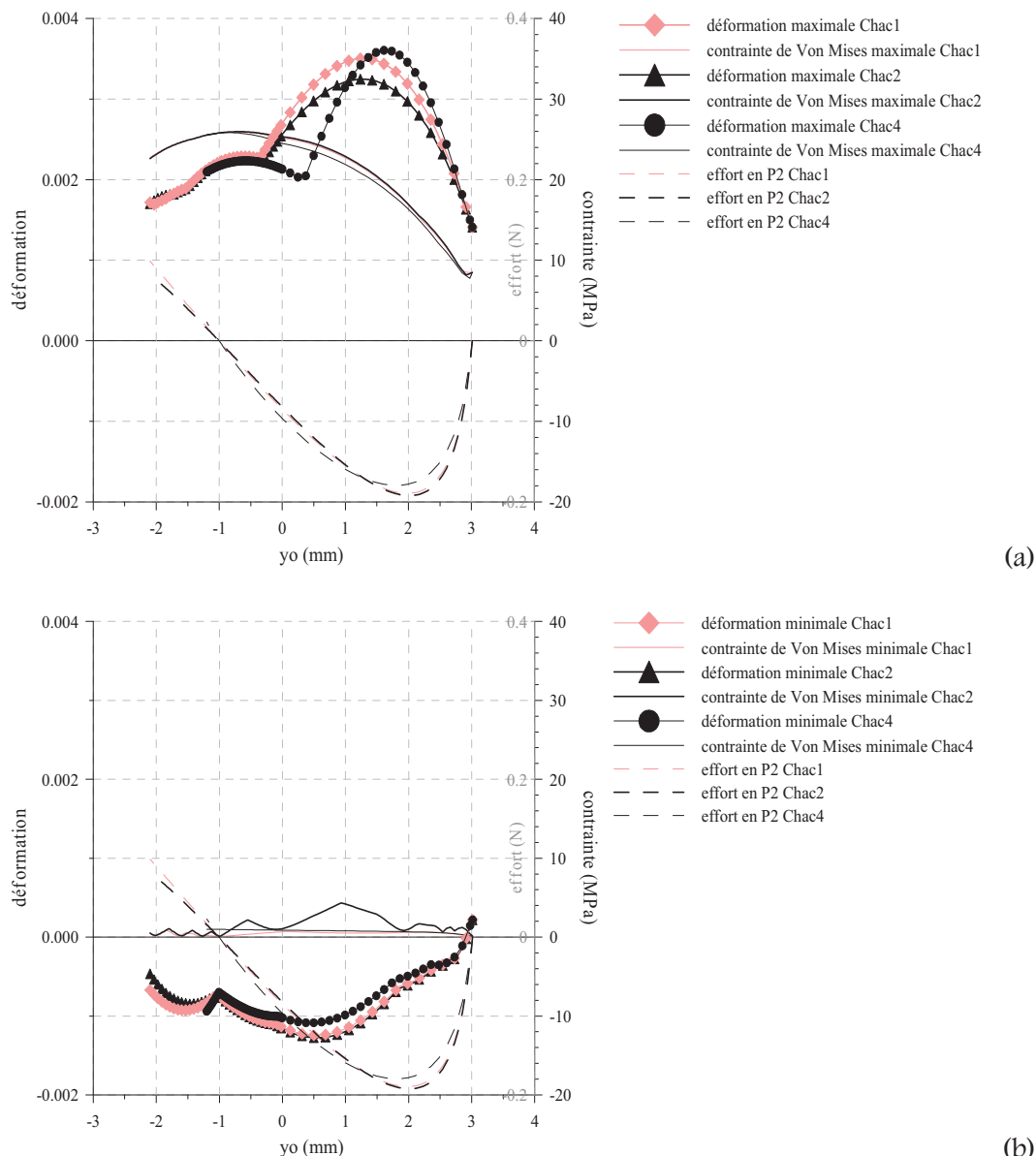
Dans le cas d'une étude de basculement, cette courbe permet de déterminer l'instant (ici, la valeur de la flèche imposée) correspondant au basculement local de la poutre considérée. En effet, étant donné le modèle développé, et principalement la technique de chargement choisie, on pourra considérer que le basculement aura lieu dès lors que l'effort de réaction du cadre au déplacement imposé change de signe. Ainsi, on peut déterminer à l'aide de la courbe, le déplacement nécessaire au basculement nommé 'déplacement actionneur' (qui correspond à l'écart entre la flèche initiale et la flèche de basculement) et l'effort actionneur, qui est l'effort minimum à fournir au point de chargement pour provoquer le basculement. Cette courbe nous sera donc utile pour définir le déplacement pour lequel on observe le basculement du cadre, dans l'analyse des courbes représentées figure 3.33.

Notons que dans le cas de l'actionnement par fils AMF placés transversalement aux plaques, le couple 'effort-déplacement actionneur' est indissociable, car les fils doivent être capables de se rétracter d'au moins la valeur 'déplacement actionneur' sous une charge de traction de 'effort actionneur'. Ainsi, un fil présentant un taux de contraction à vide suffisant, alors que sous le chargement maximal requis,

ce taux ne peut pas être obtenu, ne pourra pas permettre le basculement du cadre. Cette définition du couple effort-déplacement actionneur sera largement utilisée dans le cas du chargement longitudinal au chapitre suivant.

IV.2.2. Vérification des déformations

Le but est d'estimer l'ordre de grandeur de la déformation subie par le cadre lors du basculement. Ce dernier pouvant expérimentalement ne pas être forcément symétrique et simultané vu des quatre côtés, on supposera que le basculement symétrique forcé (par chargement transversal) correspond à une majoration des déformations qui seraient effectivement observées lors d'un basculement par chargement longitudinal. Les résultats sont représentés sur la figure 3.34.



On observe qu'à l'état initial, la contrainte équivalente maximale vaut 8,46 MPa, soit pratiquement la valeur calculée à l'aide de l'étude de pré-dimensionnement décrite au paragraphe IV de l'annexe 2 ($\sigma_{\max} = 8,5$ MPa). De plus, on remarquera que la flèche vaut alors 3,01 mm, comme le

fournit aussi l'étude analytique (paragraphe II de l'annexe 2). Par conséquent, la valeur maximale de la contrainte équivalente est multipliée par environ trois entre l'état d'équilibre initial et le moment de basculement (au moment de l'annulation de l'effort de réaction en P2). Ceci justifie le choix du critère simplifié dans l'étude de pré-dimensionnement (paragraphe I.3.).

En ce qui concerne les déformations, celles-ci ne dépassent pas 0,4 % en traction et 0,2 % en compression. Les dimensions de post-flambage choisies ici permettent donc, dans l'état actuel des choses, de vérifier le critère de déformation choisi. Le dimensionnement est donc valide, car les déformations restent réversibles. De plus, le modèle semble fournir des résultats représentatifs de par l'hypothèse d'un matériau élastique isotrope.

IV.2.3. Estimation des efforts aux pivots

IV.2.3.a. Courbes obtenues

La connaissance des efforts aux pivots, notamment lors de l'actionnement, est nécessaire pour pouvoir dimensionner la cage squelette sur laquelle le cadre élastique sera monté. Avec les mêmes dimensions que précédemment, nous obtenons, lors d'un chargement jusqu'au basculement, les efforts agissant sur les pivots (fig. 3.35 et 3.36). Une validation théorique des courbes obtenues pour le cas Chac4 est présentée dans l'annexe 5.

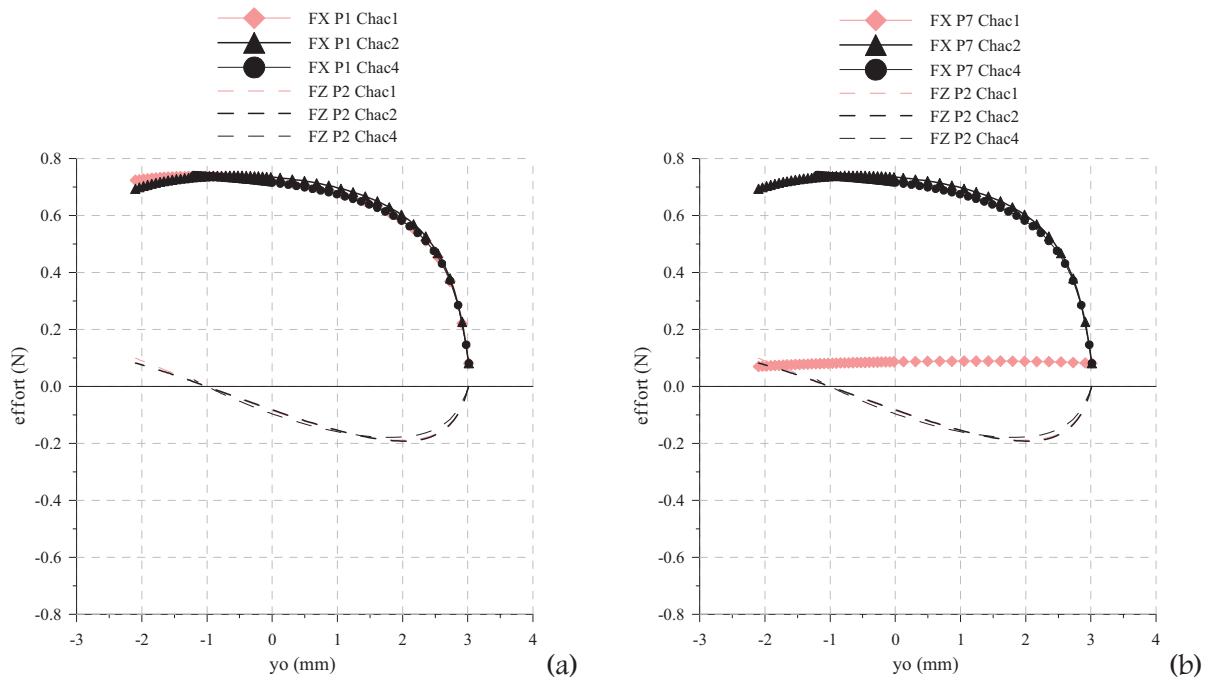


Figure 3.35. : Efforts aux pivots P1 (a) et P7 (b) suivant x par chargement jusqu'à basculement local

On observe qu'à l'état initial, l'effort suivant x et z vaut 0,081 N, ce qui correspond à la valeur calculée lors de l'étude de pré-dimensionnement. On constate, par ailleurs, que le chargement de basculement entraîne une augmentation considérable de l'effort au pivot, soit, dans le pire des cas, environ neuf fois la valeur à l'état initial de post-flambage. Cette augmentation d'effort doit être prise en compte pour dimensionner la cage squelette, afin d'éviter toute ruine ou déformation plastique de celle-ci, néfaste à un fonctionnement cyclique du module, mais aussi si possible toute variation de l'entraxe de post-flambage au cours du chargement. On pourrait penser que l'augmentation de l'entraxe lors de l'activation des fils AMF pour le basculement du cadre pourrait être intéressante, car elle permettrait de diminuer l'effort actionneur tout en conservant une flèche à l'équilibre importante. Cependant, on veut

pouvoir générer un effort suffisant au contact, garant du bon maintien et de la stabilité du robot dans le tube. Ceci sera facilité par un entraxe fixe. Ainsi, la flexibilité des pivots joue-t-elle en faveur de l'énergie d'activation, mais en défaveur de l'effort au contact lors du serrage dans le tube. Nous choisirons de privilégier ce dernier facteur, en sur-dimensionnant légèrement la cage squelette.

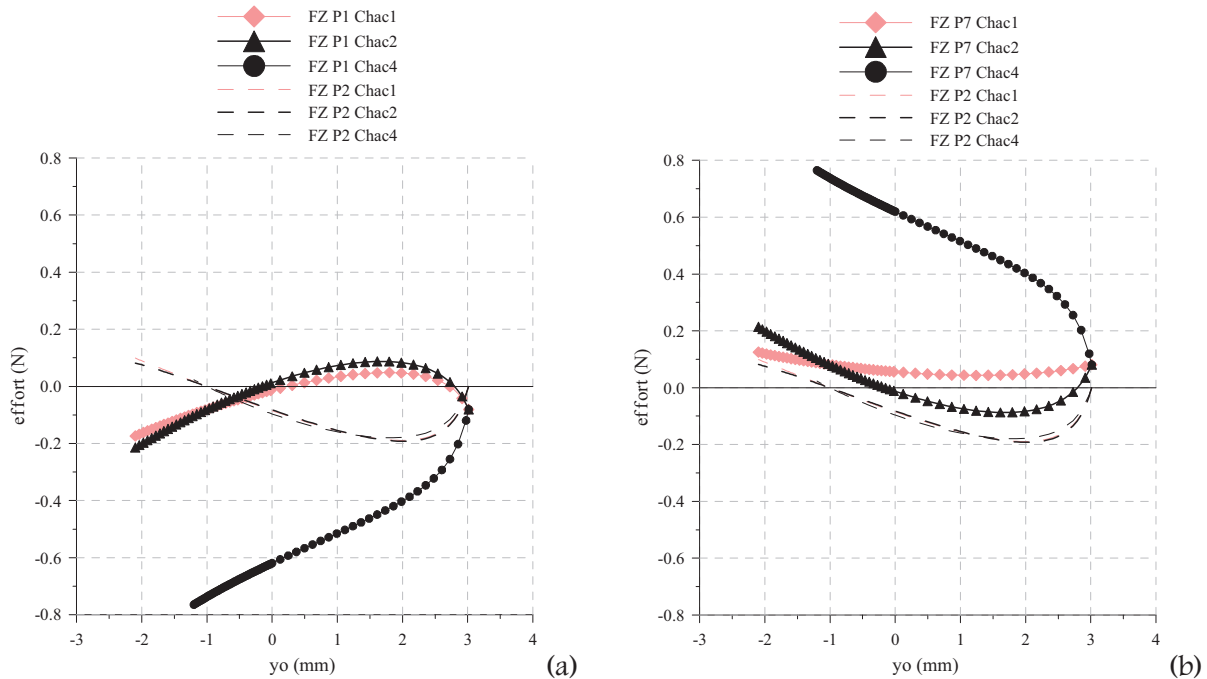


Figure 3.36. : Efforts aux pivots P1 (a) et P7 (b) suivant z par chargement jusqu'à basculement local

IV.2.3.b. Conséquences sur le dimensionnement de la cage squelette

Dans la mesure où l'effort maximal au pivot est de l'ordre de 1,05 N, nous avons choisi d'utiliser des axes en acier de diamètre 0,4 mm. Pour concilier rigidité, légèreté et compacité, nous avons choisi de réaliser les flasques dans un alliage d'aluminium (Duralinox AlMg6). Nous avons par ailleurs réalisé une étude dimensionnelle par éléments finis des flasques maintenant les axes, afin de vérifier que l'épaisseur de la toile qui sépare les percages du bord du flasque est suffisante pour d'une part résister au chargement (critère de limite élastique avec coefficient de sécurité de 10), et d'autre part pour éviter une variation significative de l'entraxe (déformation de la toile et flexion des bras, superposés à la flèche des axes) au cours du chargement. Cette variation d'entraxe est bien inférieure à 0,01 mm. Cela ne permettra pas de supprimer toute variation d'entraxe, mais permettra de la limiter. En effet, les tolérances de fabrication, les jeux de montage, et la souplesse des douilles isolantes ne sont que quelques paramètres prépondérants à une variation de l'entraxe de fonctionnement, dont il faudra se satisfaire, du moins dans un premier temps.

IV.2.4. Conclusion

Cette étude a été réalisée sur un module à vide, et non sur un module soumis à des efforts parasites. Mais il est évident que de tels efforts auront, outre une influence sur les efforts aux pivots (d'où le coefficient de sécurité choisi) et sur le couple effort-déplacement longitudinal (chapitre 4), une influence primordiale sur les déformations subies par le cadre. Cependant, pour quantifier cette influence (qui pourrait être ou non négligeable) la réalisation d'un premier prototype se révéla indispensable. Aussi, une étude de basculement à vide était-elle nécessaire pour déterminer l'ordre de grandeur des déformations et des efforts générés sur les pivots.

V. CONCLUSION

Le dimensionnement réalisé ici en statique ne constitue en aucun cas une optimisation des caractéristiques dimensionnelles de la structure élastique (comme du cadre squelette), que se soit vis à vis d'une application particulière ou relativement au dimensionnement lui-même. La méconnaissance totale des facteurs dimensionnels influants sur le comportement mécanique de la structure post-flambée, à vide ou soumise à des charges perturbatrices, nous a amené à cerner le problème et à réaliser des choix plus ou moins justifiés, dans le but d'arriver à une structure viable et de réaliser un prototype pour les études expérimentales. L'optimisation des dimensions par l'utilisation d'un modèle dynamique nécessiterait la connaissance des vitesses d'actionnement des fils AMF (sous une charge qui s'avérera variable, cf. chapitre 4), vitesses générant des vitesses de déformation particulières sur le cadre élastique, qui sont malheureusement encore inconnues à ce stade précoce de l'étude. De plus, les résultats des manipulations permettront de déterminer le comportement réel de la structure et donc de pouvoir définir dans l'avenir des critères et des contraintes d'optimisation.

Ce chapitre a donc permis de fixer des dimensions aux différentes pièces mécaniques constitutives d'un module locomoteur. La fabrication de ces pièces sera présentée dans le chapitre suivant, et l'assemblage d'un module complet permettra de vérifier sa masse, et par conséquent de quantifier les efforts intermodulaires intervenant lors du fonctionnement. Ces efforts seront utilisés dans ce même chapitre pour d'une part déterminer les fils AMF devant permettre l'activation de la structure, et d'autre part valider le fonctionnement de celle-ci dans un robot constitué de cinq modules. Le chapitre 5 utilisera lui aussi ces efforts pour réaliser des prédictions sur le comportement passif du module dans des tubes verticaux à l'aide du modèle développé.

Ainsi, on pourra dans tous les cas vérifier la validité dimensionnelle du module (critère de déformation). On pourra déterminer les allongements ou raccourcissements résiduels du module en phase d'allonge, lorsque celui-ci est soumis à des sollicitations de traction et de poussée (utilisation du programme Chac0). En ce qui concerne l'étude statique du module en phase de contact, les courbes caractéristiques du serrage dans le tube sous chargements parasites (sollicitations de traction et de poussée) seront obtenues par l'application d'un chargement transversal partiel en déplacement imposé (Chac2). Ces courbes pourront être comparées aux relevés expérimentaux. L'utilisation du programme Chac0-frot (en aval de Chac2) permettra d'évaluer l'influence des efforts inter-modules, mais aussi celle du poids propre du module qui agit alors longitudinalement au contact, sur l'effort de serrage dans un tube vertical.

Chapitre 4

REALISATION ET MISE AU POINT DU MODULE DE LOCOMOTION

« Le commencement de toutes les sciences, c'est l'étonnement de ce que les choses sont ce qu'elles sont »

Aristote

Nous venons de présenter l'étude qui nous a permis de choisir les dimensions des différentes pièces constitutives de la structure mécanique de notre actionneur. Nous présentons dans ce chapitre la réalisation technologique du prototype, qui sera utilisé pour la phase de mise au point du module. Cette phase consistera, d'une part en la recherche du couple effort-déplacement actionneur nécessaire au basculement de la structure dans différents états de chargement parasite représentatifs du fonctionnement de l'actionneur en tant que partie du robot, et d'autre part en l'adaptation des fils AMF appropriés à ce basculement. Le module sera ensuite instrumenté par ces fils AMF, et son fonctionnement validé par activation de ceux-ci. Des considérations seront faites sur la possibilité du contrôle de la contraction des fils AMF par mesure de leur résistance électrique.

I. REALISATION TECHNOLOGIQUE DE LA STRUCTURE MECANIQUE

DE L'ACTIONNEUR DE LOCOMOTION

Nous avons déterminé, au chapitre 3, les dimensions caractéristiques du cadre flexible et de la cage squelette qui le maintient en post-flambage. Nous avons pour cela développé un modèle de validation du dimensionnement, sur un critère de déformation élastique. Mais ce modèle ne permet pas de prédire les caractéristiques auxquelles doivent répondre les fils actionneurs, s'ils sont placés, comme nous le souhaitons, longitudinalement aux plaques constituant le cadre. Il convient donc maintenant de fabriquer un prototype qui servira à la phase de caractérisation expérimentale. La connaissance de la masse d'un prototype complet (muni de fils AMF et de fils d'alimentation électrique) permettra d'évaluer les efforts d'interaction rencontrés lors du fonctionnement du robot (phases statiques et phases d'actionnement), nécessaires pour la détermination des fils actionneurs adéquats. Par la suite, on pourra vérifier (au chapitre 5) si le module, tel quel, répond à toutes les contraintes de fonctionnement du robot, sans charge transportée.

I.1. DESCRIPTION GLOBALE

Comme décrit dans le chapitre 2, le module est constitué du cadre élastique, d'une cage squelette et des fils AMF nécessaires à son activation. Concrètement, la réalisation complète du module de locomotion consiste en l'assemblage de différentes pièces. On distingue deux sous-ensembles principaux (fig. 4.1) : la cage squelette rigide est composée de deux flasques reliés entre eux par quatre axes de diamètre 0,4 mm en acier allié. Le cadre flexible réalise avec cette cage quatre liaisons pivot. Nous intercalerons entre le cadre et les axes quatre douilles en PTFE (polytétrafluoroéthylène), connu d'une part pour ses faibles caractéristiques de friction, et d'autre part pour ses propriétés d'isolation électrique.

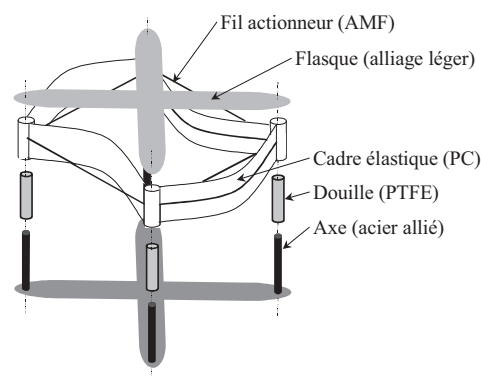


Figure 4.1. : Schéma éclaté d'un module (sans câbles d'alimentation)

En effet, nous verrons plus loin que l'utilisation du chauffage par effet Joule des fils AMF, qui de par leur implantation sur le cadre pourraient entrer en contact avec les axes de la cage squelette, nécessite une bonne isolation électrique, et ce au delà de 80°C (température de chauffe des AMF). De plus, ces douilles fixeront l'écartement relatif des flasques, tout en limitant les frottements. Compte tenu des dimensions des axes, le diamètre intérieur des douilles sera de 0,4 mm. Le diamètre extérieur, qui devra permettre son insertion dans les perçages prévus à cet effet dans le cadre flexible, sera de 0,56 mm (dimensions standard). Lors d'un développement futur, ces douilles pourront éventuellement jouer

un rôle de connexion, ou encore, par le dépôt métallique d'un circuit étudié, un rôle de distribution du courant d'alimentation à l'un ou l'autre fil (fig. 4.2). En effet, les deux configurations d'équilibre statique du cadre post-flambé réalisent, par rapport à l'axe de chaque bras des flasques, un angle bien précis, même s'il peut subir de faibles variations sous l'action des charges parasites. Ces deux angles pourraient donc définir deux pistes distinctes (déposées sur une couche isolante reposant sur un des flasques) pour l'alimentation sélective des deux fils actionnant le module. En effet, les deux fils ne peuvent, ni ne doivent, être actionnés simultanément. Ceci permettrait alors de diminuer le nombre de câbles d'alimentation (deux fils d'alimentation par module, dont un à la masse, au lieu d'un minimum de trois, si l'on met en commun la masse) dans le cas où la source d'énergie ne serait pas embarquée.

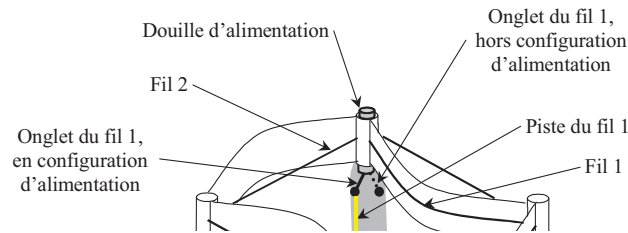


Figure 4.2. : *Développement futur de pistes de distribution du courant sur les flasques pour diminuer le nombre de câbles d'alimentation*

I.2. CAGE SQUELETTE

Nous avons choisi de donner aux flasques une forme en croix (cf. chapitre 2). En alliage d'aluminium (Duralinox AlMg6), ils comportent des perçages (entraxe de 29,24 mm) pour la fixation des axes de diamètre 0,4 mm. Chaque flasque possède une épaisseur de 0,5 mm ; la toile qui sépare les perçages du bord du flasque vaut 0,3 mm. La longueur des bras est limitée (juste nécessaire à l'utilisation totale de la flèche rentrante) et de largeur telle qu'elle limite la flexion, et donc les variations d'entraxe. Ces pièces étant planes (fig. 4.3), leur fabrication a été réalisée sur une machine outil à commande numérique (MOCN) 3 axes munie d'une électro-broche (usinage de précision). La gamme d'usinage se limite à deux opérations de perçage et une opération de contournage dans des plaques d'épaisseur calibrée.

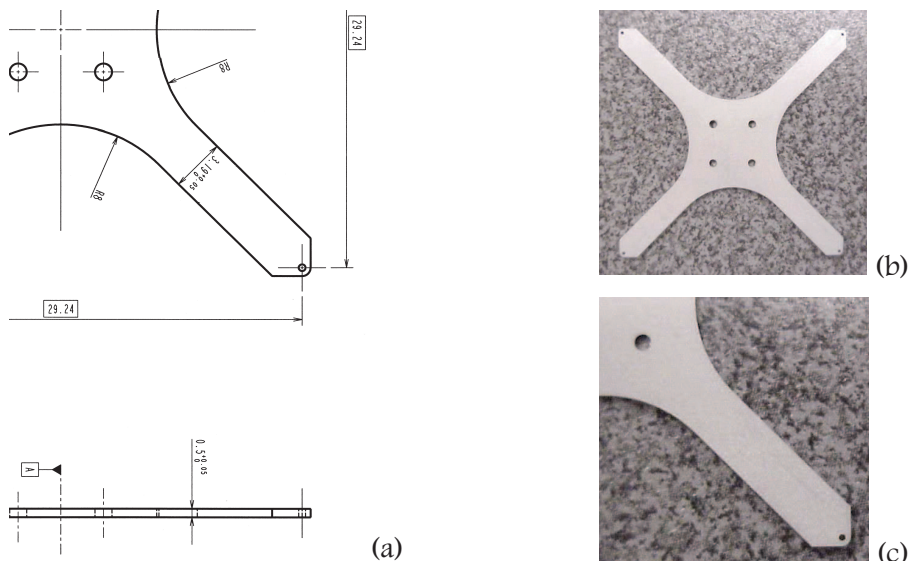


Figure 4.3. : *Dimensions d'un flasque (a), réalisation (b) et détail (c)*

La fabrication des flasques étant relativement simple, il nous est arrivé plusieurs fois de modifier la valeur de l'entraxe (dimension fonctionnelle obtenue par simple perçage) pour mettre au point le module de locomotion. En effet, après un essai sur un prototype d'entraxe 29,12 mm devant permettre, théoriquement, l'utilisation du fil dont on disposait (taux de contraction d'environ 3%, déterminé plus loin), l'entraxe a dû être augmenté à 29,24 mm, pour que le raccourcissement du fil soit suffisant pour permettre l'actionnement, tout en rattrapant les jeux de montage qui existent entre les fils et les plaques, ainsi qu'au niveau des connexions électriques avec les câbles d'alimentation. Le cadre élastique, de fabrication plus complexe, conservait, lui, son entraxe au repos de 30,00 mm.

I.3. CADRE FLEXIBLE

Comme défini au chapitre précédent, le cadre élastique en polycarbonate (Makrolon) de hauteur 3 mm possède les dimensions caractéristiques suivantes :

- plaques d'épaisseur 0,24 mm
- perçages d'entraxe 30,00 mm et permettant le passage des douilles

Nous avons, au chapitre 2, situé nos travaux en microrobotique, et précisé que, dans le but de réaliser un robot adapté à l'inspection de tubes de diamètre inférieur à 15 mm, nous voulions développer un prototype de dimensions supérieures. Aussi avons nous cependant étudié les possibilités de quelques procédés de fabrication pouvant répondre à notre demande, c'est-à-dire envisageables, étant donnée la forme profilée de la pièce.

I.3.1. Différents procédés de fabrication explorés

I.3.1.a. Fabrication d'un prototype 'micro'

Des contacts avec une firme américaine délivrant du matériel de micro-usinage laser ont échoué [LASE-00]. Pourtant, il semble que le découpage et le perçage de polymères avec précision (jusqu'à des diamètres de 15 μ m) soit possible à l'aide de petits lasers ultraviolets. La découpe dans des feuilles de métal (acier inoxydable, titane et NiTi, etc.) d'épaisseur inférieure à 0,25 mm est réalisable à l'aide de petits lasers YAG et YLF. Cette firme propose également des dispositifs de micro-usinage de moules pour micromoulage.

Nous avons vu, au chapitre 1, que la microphotostéréolithographie (μ SPL), permettait une miniaturisation facile, et la réalisation de pièces monobloc, avec une grande précision dimensionnelle (fonction néanmoins de la résolution, relative au pixel et à la taille de la grille utilisée pour réaliser le masque). La réalisation de la géométrie par superposition de couches successives semblait toute appropriée dans le cas d'une pièce profilée comme la nôtre, même si l'on peut observer quelques fois la présence de contraintes internes résiduelles après polymérisation complète.

Ainsi, une tentative de fabrication par microphotostéréolithographie a-t-elle été réalisée par le Département de Chimie Physique des Réactions de l'ENSIC de Nancy. Elle a concerné des cadres d'entraxe 4 mm, le dispositif ne permettant, pour la résolution nécessaire à l'obtention de notre épaisseur de plaque, que des dimensions hors tout de 5×5 mm², ce qui était somme toutes intéressant en vue de la réalisation de notre actionneur dans des dimensions plus faibles. Trois essais étaient envisagés, correspondant chacun à un cadre de différentes dimensions (tab. 4.1), possédant des perçages pour le passage des axes (diamètre 0,6 mm), et d'autres perçages pour le passage des fils AMF de part et d'autre des plaques.

Dimensions caractéristiques	Cadre 1	Cadre 2	Cadre 3
Hauteur du cadre (mm)	0,5	0,5	1
Epaisseur de plaque (mm)	0,1	0,07	0,07

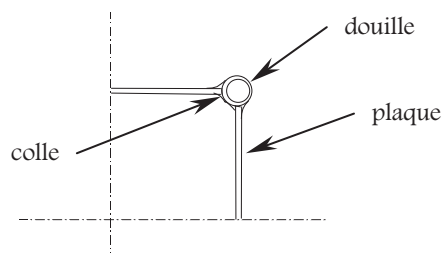
Tableau 4.1. : *Tentatives de fabrication par μ SPL*

Les résultats obtenus se sont révélés décevants, dès le premier essai, principalement en regard des faibles épaisseurs de plaques, car l'empilement des différentes couches s'affaissait avant polymérisation complète (faible rapport surface de base/hauteur de pièce). En outre, les matériaux à disposition étaient de module d'Young trop faible ou trop grand pour notre application.

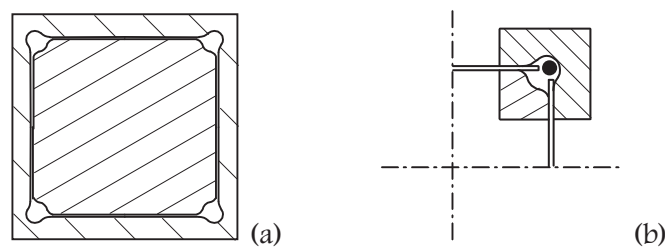
Une autre recherche a été effectuée auprès des fabricants de filières (utilisées par exemple dans l'industrie textile, pour le profilage de fibres synthétiques de sections particulières) qui pouvaient nous fournir une bonne précision de réalisation, mais sans poursuite.

I.3.1.b. Fabrication du prototype 30x30 mm² en polycarbonate

L'assemblage de différentes pièces (plaques et douilles) et leur collage (fig. 4.4), pour la fabrication de notre cadre, nécessitait un positionnement très précis des différents composants et le choix de la colle adéquate, mais sans garantie de durée de vie (contraintes importantes aux zones de collage). Cette solution a donc été abandonnée.

**Figure 4.4. :** *Assemblage par collage*

Nous avons aussi envisagé de réaliser notre cadre monobloc par la technique du moulage (et éventuellement du micromoulage). Ce moulage pouvait être complet, ou partiel (fig. 4.5) en utilisant des plaques minces polymérisées (il existe des plaques calibrées courantes à 0,25 mm d'épaisseur) solidarisées par le moulage des pivots. Cependant, la difficulté de mise en œuvre (nécessitant des températures élevées et un refroidissement très lent), la complexité du moule (pour permettre un démoulage correct), et surtout la maîtrise du retrait sont autant de points négatifs qui nous ont fait également abandonner cette solution.

**Figure 4.5. :** *Moulage complet (a) et partiel (b)*

Citons encore la technique de galbage d'une feuille semi-polymérisée d'épaisseur choisie autour d'un noyau, mais qui ne garantit pas une bonne régularité d'épaisseur.

I.3.2. Usinage du cadre

Nous avons finalement opté pour l'usinage de précision sur MOCN 3 axes (identique à celle utilisée pour la réalisation des flasques). Cette technique qui demeure la plus répandue et la plus disponible à moindre coût (pour des fabrications unitaires) s'est révélée la plus adaptée pour la fabrication de notre prototype de 30×30 mm².

On remarquera que la faible épaisseur des plaques en regard du diamètre des douilles nécessite le renfort des coins du cadre en choisissant un rayon de raccordement suffisant (fig. 4.6.c), pour conserver les angles droits aux pivots, lors d'un chargement, et éviter les concentrations de contraintes. Ce rayon ne doit cependant pas être trop grand, de manière à ne pas modifier de façon sensible les caractéristiques de post-flambage (flèche). On profitera de ce renfort, qui constitue alors une zone massive permettant la réalisation de trous de passage pour les fils AMF. Ces perçages sont répartis sur la hauteur du cadre (fig. 4.6.b et c), et orientés de façon à permettre aux deux fils AMF, fonctionnant de façon antagoniste, d'être positionnés du bon côté de chaque plaque, sans se toucher. De plus, l'enfilage des fils est choisi pour ne pas longer le bord du cadre de trop près, afin d'éviter un glissement non épousant lors du retour de la plaque en post-flambement (problème évoqué au chapitre 2). On a aussi veillé à rendre accessible et aisée la connexion aux différents câbles d'alimentation.

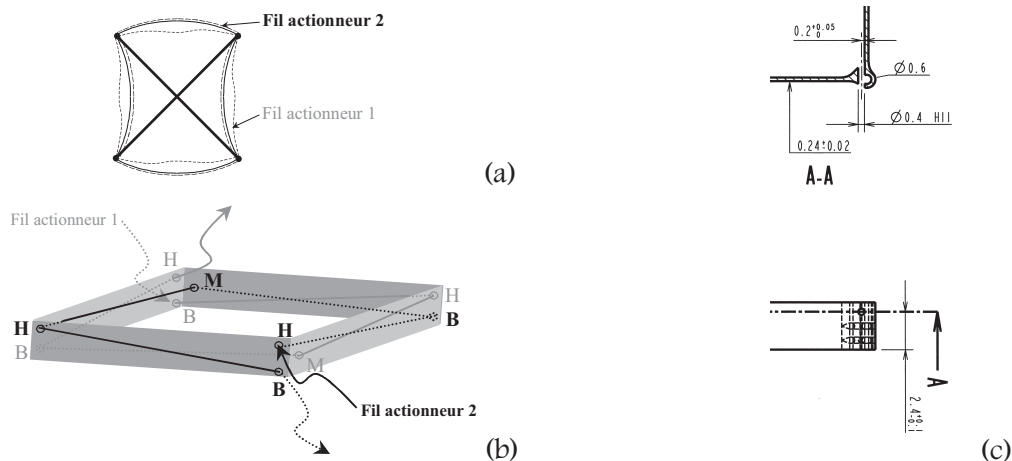


Figure 4.6. : Positionnement actuel des fils actionneurs (a), montage des fils AMF antagonistes sur le cadre élastique au repos (b) et dimensions des perçages pour le passage et le positionnement des fils AMF (c)

La figure 4.7 montre la pièce monolithique finalement obtenue, malgré une gamme d'usinage présentant de nombreuses opérations et nécessitant l'utilisation de montages complexes, assurant une réalisation correcte de l'épaisseur de 0,24±0,02 mm et des perçages latéraux de diamètre 0,4 mm. Bien qu'avec la technique employée l'épaisseur minimale de paroi pouvant être obtenue semble limitée, un prototype d'épaisseur de paroi de 0,1 mm devrait être accessible. Aussi, un essai de fabrication d'un prototype de 10×10 mm² doit être tenté prochainement, mais constituera sans doute une des limites de faisabilité de cette pièce par cette technique.



Figure 4.7. : Cadre flexible usiné dans une plaque de Makrolon (a) et détail des perçages pour le passage des fils AMF au voisinage des pivots (b)

I.4. ASSEMBLAGE DES DIFFÉRENTES PIÈCES

I.4.1. Structure mécanique

Les flasques et le cadre ayant été réalisés, la structure mécanique est assemblée à l'aide des axes, et sans oublier les douilles (fig. 4.8). C'est cette structure qui sera utilisée par la suite lors des différents tests de caractérisation mécanique, en vue de son actionnement. Remarquons que les perçages centraux de diamètre 1 mm permettront la fixation de la structure sur le banc de manipulations. Lors de l'intégration de cette structure dans le robot, ces perçages pourront permettre la fixation de charges embarquées ou le passage de câbles d'alimentation.



Figure 4.8. : Structure mécanique assemblée (ici, entraxe maximal présenté = 28,29 mm)

I.4.2. Fixation des fils AMF sur la structure

Les applications les plus réussies utilisant des composants en AMF possèdent généralement la plupart de ces caractéristiques [WARA-93] :

- conception mécanique simple
- la pièce AMF est maintenue en place par l'assemblage d'autres composants
- la pièce AMF est directement en contact avec le moyen de chauffage/refroidissement
- le frottement est minimisé et l'élément AMF ne subit pas de concentrations de contrainte ni de contraintes non homogènes
- la force et le mouvement à fournir sont faibles
- l'élément AMF est isolé mécaniquement de surcharges mécaniques accidentelles

I.4.2.a. Différents moyens de fixation

La plupart des applications qui utilisent le NiTi requièrent l'assemblage ou la liaison avec une autre pièce en NiTi ou un autre matériau [SMAI-00]. La méthode d'assemblage doit être sélectionnée. Il existe quatre méthodes principales pour l'assemblage de NiTi :

- le soudage (laser, à l'arc, électrique par résistance). Cependant, ce n'est généralement pas une méthode acceptable pour joindre du NiTi à un autre matériau comme l'acier inoxydable par exemple, car une interface métallique cassante se forme sur la zone de soudage. Pour obtenir une soudure sans oxydes ou nitrides gênants, celle-ci doit être réalisée dans une atmosphère propre, inerte, ou sous-vide, à cause de la réactivité du Titane. Le soudage à ultrasons permet de garder la surface sans oxydes pendant le soudage. Le 'Nitinol Flux 400' (Shape Memory Applications, Inc.) a prouvé son efficacité pour le soudage du NiTi. Dans certains cas, la soudure de pièces en NiTi peut nécessiter un traitement thermique pour libérer les contraintes dans la zone de soudure. Il est à noter que la zone affectée thermiquement ne fournira pas les propriétés superélastiques dans la plupart des cas.

- le brasage. Il peut être utilisé entre le NiTi et d'autres matériaux. Il faudra éviter la formation d'oxydes en utilisant un flux (brasure) particulier. L'adhésion avec le NiTi est faible dans le cas d'un brasage à l'argent.

Mais dans le cas de soudures ou de brasages avec un autre matériau, une contrainte thermique apparaît lors du fonctionnement au niveau de la jonction, pouvant généralement causer une cassure [WARA-93]. De plus, les températures générées lors de la soudure peuvent changer de manière significative le comportement du matériau à mémoire de forme. On pourra utiliser le soudage si le nombre de cycles de fonctionnement est limité.

- le collage. On peut utiliser des colles ou des résines époxydes.

- l'assemblage mécanique. La technique d'assemblage la plus utilisée est sans doute celle du sertissage. Le NiTi possède une ductilité limitée. Il faut donc être prudent pour ne pas surdéformer ou fissurer le NiTi lors du sertissage. L'assemblage par ajustage peut être utilisé en utilisant l'effet mémoire ou la superélasticité, mais il nécessite une étude dimensionnelle attentive.

1.4.2.b. Montage réalisé

L'expérience montre que la technique d'assemblage la plus fiable est l'assemblage mécanique. Elle doit donc être considérée si possible comme partie de la conception mécanique du dispositif [WARA-93]. C'est pourquoi nous avons choisi d'utiliser un maintien mécanique des fils AMF, et la liaison électrique à la source du courant de chauffe, par sertissage dans des douilles de connexion (fig. 4.9).

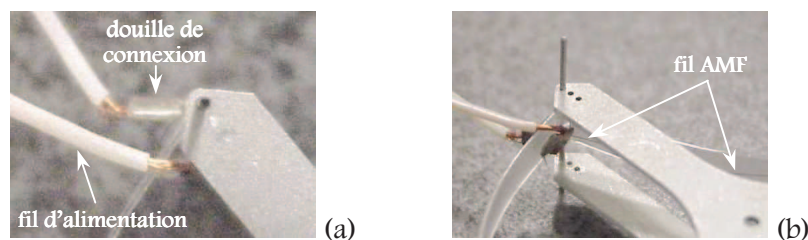


Figure 4.9. : Détails extérieur (a) et intérieur (b) des connexions électriques

Les fils AMF sont d'abord montés sur le cadre élastique au repos par enfilage. L'implantation de ces fils doit être réalisée, si possible, avec un procédé permettant un remplacement facile de ceux-ci, s'ils venaient à s'endommager avant le cadre flexible. Ainsi, chaque extrémité est reliée au câble d'alimentation par sertissage à l'aide d'une douille métallique, après s'être assuré que les fils épousent bien le pourtour du cadre carré, sans tension préalable, et sans jeu superflu. Bien que les fils ne puissent être ajustés sur toute la longueur des plaques, cette implantation effective permettra, par l'intermédiaire d'un léger bras de levier, la génération d'un couple au pivot lors de l'actionnement. Nous verrons plus loin son effet sur les efforts actionneurs.

Les fils étant montés, les axes sur lesquels sont enfilées les douilles en PTFE sont insérés dans les perçages prévus à cet effet dans le cadre. Ce dernier est alors forcé en post-flambage, pour permettre la mise en place d'un flasque puis de l'autre. On pourra ensuite venir fixer les fils d'alimentation sur l'un des flasques. On laissera une petite longueur de marge, le cadre étant mobile par rapport à la cage squelette, et afin de sécuriser les connexions, qui ne doivent pas subir d'efforts autres que ceux générés par la contraction des AMF. Les câbles permettront, outre l'alimentation en courant des fils actionneurs, leur contrôle lors de la phase de chauffage par la mesure de la tension à leurs bornes (cf. paragraphe IV).

I.5. CONCLUSION

La masse du prototype complet instrumenté en fils AMF, tel qu'il apparaît sur la figure 4.10, mais avec deux fils AMF, est de 1,3 grammes (câbles compris, d'environ 40 cm de long). Cette masse, notée m , a déjà été mentionnée dans les chapitres 2 et 3. La connaissance de celle-ci va permettre de quantifier les efforts inter-modules agissant lors du fonctionnement du robot dans un tube vertical, et par la même de déterminer les cas étudiés lors des manipulations sur la structure mécanique, tout comme ceux utilisés pour la validation du dimensionnement et du fonctionnement du module dans un robot constitué de cinq.

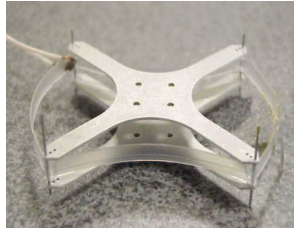


Figure 4.10. : *Structure munie d'un fil AMF*

De plus, les procédés de fabrication employés pour la réalisation de ce prototype ont montré leur utilité, mais, même si la réalisation d'un prototype du cadre élastique de $10 \times 10 \text{ mm}^2$ semble réalisable, celle-ci constitue la limite inférieure d'échelle pouvant être obtenue par ce procédé. En deçà de ces dimensions, la technique de fabrication adaptée n'a pas été trouvée. Même si le micro-usinage laser pourrait être tenté, l'échauffement produit au voisinage de la zone de découpe de la pièce (très faible épaisseur en rapport de sa longueur), pourrait avoir des conséquences sur son fonctionnement. Aussi faudra-t-il peut-être s'orienter vers la technique de micro-moulage, cependant plus coûteuse.

II. CARACTERISATION MECANIQUE DE LA STRUCTURE **EN VUE DE SON ACTIONNEMENT**

L'adaptation de fils AMF adéquats, pour l'actionnement de la structure, nécessite la connaissance du comportement de celle-ci d'un point de vue 'actionnement'. Aussi, la structure mécanique réalisée précédemment va-t-elle être utilisée à cette fin.

Nous avons présenté au chapitre 2, les positionnements possibles des fils AMF sur la structure, ainsi que le positionnement retenu, dans l'absolu. Nous allons vérifier expérimentalement les avantages du positionnement de type longitudinal sur celui de type transversal, dans le cas du basculement de la structure seule (à vide d'efforts perturbateurs). En ce qui concerne le basculement par chargement direct, une comparaison pourra être faite avec les résultats donnés par le modèle aux éléments finis dans un cas idéal.

Puis, pour le positionnement choisi, nous étudierons l'influence des efforts d'interaction module-module sur le couple effort-déplacement actionneur. Ce couple permettra alors de préciser les caractéristiques mécaniques auxquelles doivent répondre les fils AMF, pour obtenir le basculement de la structure mécanique, en considérant les chargements parasites qu'elle sera sensée subir lors d'un fonctionnement dans un train composé de cinq modules.

II.1. DETERMINATION DU COUPLE EFFORT-DEPLACEMENT ACTIONNEUR POUR UN ACTIONNEMENT LONGITUDINAL

II.1.1. Conception et mise au point du banc de manipulation

II.1.1.a. Choix du type de chargement et choix du capteur

Étant donné le rôle mécanique joué par les fils actionneurs sur la structure, et afin de déterminer les caractéristiques d'actionnement nécessaires au basculement de celle-ci d'un état d'équilibre à l'autre, il semble tout naturel de réaliser un chargement en déplacement imposé, et de mesurer un effort. Comme nous l'avons déjà évoqué lors des chapitres précédents, l'étude qui sera réalisée ici ne sera pas dynamique, mais quasi-statique. Il s'agira donc de pouvoir réaliser de faibles incréments de déplacement (nous avons choisi 0,1 mm), et de mesurer à chaque incrément l'effort de réaction résultant de ce déplacement imposé.

Pour cela, l'utilisation d'un (ou de plusieurs) capteur(s) d'effort est nécessaire. Or, l'étude des caractéristiques de contact d'un module sous différents chargements parasites, traitée au chapitre 5, nécessitera, elle aussi, l'utilisation de capteurs d'efforts. Dans un souci de coût et d'universalité, nous avons donc recherché un unique capteur d'effort, utilisable sur une gamme de -3,5 à 3,5 N (pour l'étude au contact et au basculement transversal de divers prototypes plus ou moins rigides, et l'étude du basculement longitudinal de notre prototype actuel), et sensible à un effort de $2 \cdot 10^{-3}$ N (pour pouvoir détecter des contacts complaisants, sous faible effort).

L'utilisation d'un capteur à quartz piézo-électrique était alors possible sur une gamme de -500 à 500 N, avec un seuil de réponse inférieur à $1 \cdot 10^{-3}$ N. Mais faute de moyens, nous avons dû développer un capteur à jauges montré fig. 4.11 (corps d'épreuve : anneau dynamométrique) et répondant aux

critères que nous nous sommes donnés, sans génération de déformations néfastes à l'utilisation des jauges et/ou du matériau lui-même. De plus, les différentes manipulations étant réalisées par application d'un déplacement imposé et le capteur se trouvant à chaque fois en série avec le système de chargement, le capteur se devait de présenter une flèche négligeable lors du chargement maximal, qui a été minimisée à 5.10^{-2} mm. Il s'est avéré, en effet, que le matériau courant permettant d'obtenir avec des dimensions raisonnables de telles caractéristiques, était le 'Plexiglas' (PMMA), un polyacrylique qui, à température ambiante, est dur, rigide, cassant et présente un faible allongement [TROT-96].

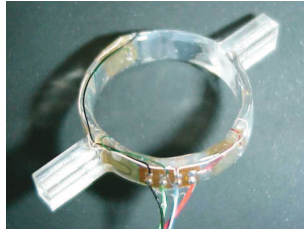


Figure 4.11. : *Capteur développé pour les différents bancs de caractérisation mécanique*

Ce capteur taillé dans un matériau inadapté à un instrument de mesure a demandé un travail conséquent pour une exploitation correcte. Ce matériau est un polymère amorphe, et présente un comportement viscoélastique et des phénomènes de relaxation et de fluage (ce dernier étant cependant assez limité), qui sont non négligeables sous nos conditions de manipulation, à savoir l'application d'un chargement quasi-statique. Aussi, a-t'il fallu tenir compte de ces phénomènes pour le calibrage et l'étalonnage de ce capteur, et principalement du facteur 'vitesse de chargement'. L'annexe 6 décrit le modèle de comportement obtenu par apprentissage. L'étalonnage tout comme l'utilisation du capteur ont été facilités par une acquisition semi-automatique réalisée sur PC et commandée via une interface développée sous Visual / C++ par [COLI-00].

II.1.1.b. Description du banc de caractérisation mécanique

La détermination des caractéristiques d'actionnement du cadre consiste à rechercher la relation qui lie l'effort de tension dans les fils actionneurs au raccourcissement de ceux-ci lors du chargement de basculement. Dans ce but, nous avons choisi d'utiliser des câbles (d'allongement sous charge négligeable) fixés à une extrémité, et dont l'autre extrémité subit un déplacement imposé choisi (par incréments). Le déplacement de l'extrémité libre simule alors le raccourcissement du fil actionneur lors de son activation. Pour que le déplacement soit aussi représentatif que possible, il est nécessaire que les câbles de traction épousent les côtés du cadre, comme le feront les fils actionneurs activés simultanément sur la structure.

Ainsi, le banc de manipulation développé devrait permettre de tracter symétriquement et quasi simultanément les câbles, de façon à reproduire aussi fidèlement que possible le chargement réel sur le banc de manipulation (fig. 4.12). De plus, la mesure d'effort (utilisant le capteur que nous venons de présenter) doit être réalisée dans l'axe du câble tracté, car l'on recherche l'effort de traction subit par les fils actionneurs lors de leur activation (on néglige les autres efforts), effort dû à la réaction du cadre élastique à un déplacement imposé de ses points enveloppés par le câble. L'idéal est donc de disposer de huit câbles indépendants mais synchronisés, liés chacun en série au niveau de leur extrémité mobile, à un capteur propre mesurant alors les efforts subis à chaque incrément de déplacement. Ces huit câbles permettent de recréer le chargement mécanique réel, qui se traduit par des couples aux quatre pivots ajoutant leurs effets à celui de l'obstacle progressif joué par la contraction des fils actionneurs.

Afin de limiter le coût en capteurs, en systèmes d'acquisition et en dispositif de réalisation de déplacement imposé précis, nous avons limité à deux le nombre de capteurs, et à deux le nombre d'ensemble de platines micrométriques de déplacement. Pour cela, nous avons tenté de mettre à profit

la symétrie géométrique de la structure, même si cette symétrie n'est réelle en toute rigueur que dans le cas d'une structure à vide (et non lorsqu'on lui applique des charges parasites). Le chargement mécanique obtenu s'avérera alors moins représentatif des chargements mécaniques réellement subits par la structure, car les couples obtenus (dans le cas du montage des câbles de façon dissymétrique utilisé plus loin pour les tests, fig. 4.16) ne seront pas identiques aux couples réellement subits par le cadre élastique. Cependant, les tests réalisés pourront donner des résultats indicatifs de l'influence de couples générés sur les caractéristiques de basculement.

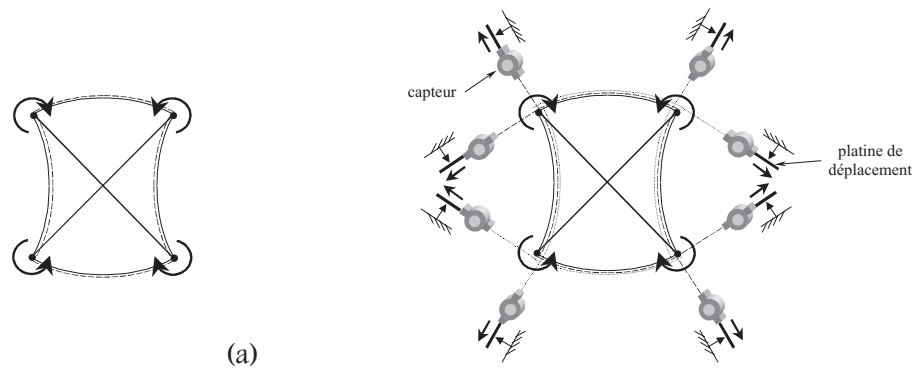


Figure 4.12. : Génération de couples aux pivots lors de l'actionnement des fils AMF sur la structure réelle (a) et dispositif de caractérisation mécanique idéal (b)

La structure est donc fixée sur le bâti, grâce aux perçages centraux des flasques constituant le squelette (fig. 4.13.a). Nous avons utilisé les perçages devant effectivement servir au passage des fils actionneurs, pour ajuster les câbles de traction au rôle mécanique qu'ils doivent jouer ici. Cependant, compte tenu de la contrainte d'ajustement des câbles qui doivent épouser tout au long du chargement les côtés de la structure, l'utilisation d'un système de déplacement unique pour deux câbles positionnés sur des côtés opposés implique l'utilisation d'une tige fixe de déport par câble (nous avons préféré cette solution, à l'emploi de poulies sur roulements), qui permet de fixer l'angle d'orientation de leur extrémité mobile par rapport à la structure (fig. 4.13.b).

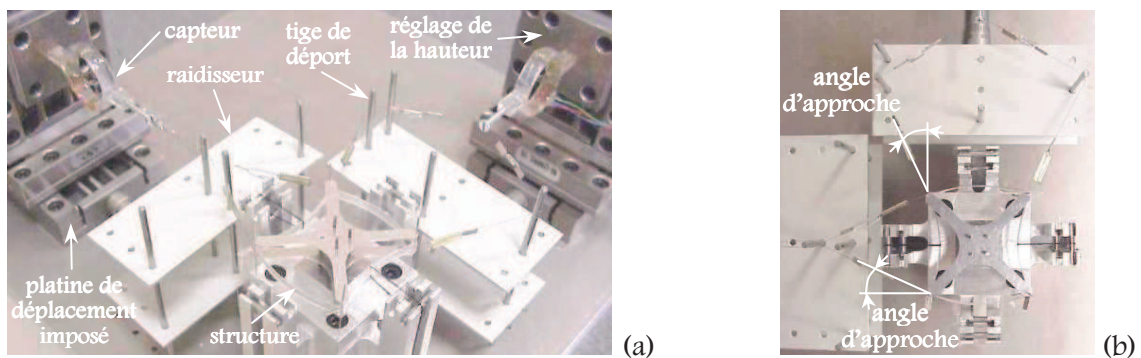


Figure 4.13. : Montage de chargement longitudinal (a) et angles d'approche (b)

En conséquence, la diminution du nombre de capteurs complique fortement, non seulement le système de chargement mécanique, mais aussi son exploitation. En effet, les tiges de déport, fixant les angles d'approche α_1 et α_2 (fig. 4.14), engendrent lors du déplacement de l'extrémité du câble (par l'intermédiaire du capteur) une variation des angles θ_1 et θ_2 entre le câble et le capteur au niveau de la fixation, et donc aussi une variation du déplacement longitudinal vu du fil. Cette variation doit être prise en compte, d'une part pour générer des incréments de déplacement constants vus du câble (le long de la structure), et d'autre part pour que ces incréments de déplacement soient symétriques, c'est-à-dire identiques pour les deux groupes de câbles (câbles intérieurs et câbles extérieurs au cadre élastique) commandés en déplacement par deux groupes de platines indépendants. De plus, l'effort

résultant mesuré au niveau du capteur ne sera-t'il pas directement représentatif de l'effort de traction dans le câble, à cause de ces angles variables. On notera aussi l'influence non négligeable des forces de frottement au niveau des tiges de déport, sur la valeur de l'effort de traction dans le câble, et qu'il sera nécessaire de prendre en compte. Ainsi faudra-t'il traiter les résultats donnés par le capteur pour remonter aux efforts de traction dans les câbles.

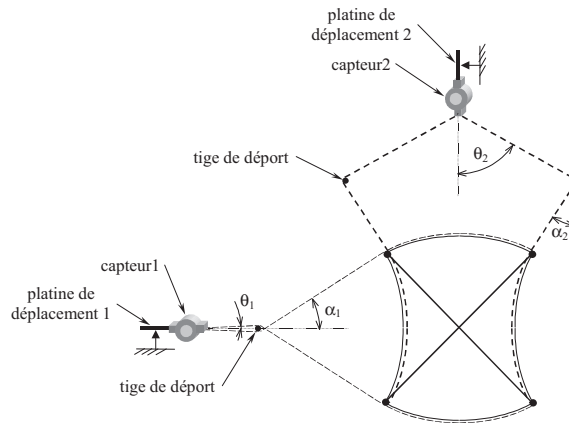


Figure 4.14. : Angles intervenant dans le calcul du déplacement imposé vu des câbles

L'annexe 7 présente la démarche utilisée pour la mise au point et l'utilisation de notre banc de mesure, permettant la synchronisation des incréments de déplacements vus des câbles de traction au niveau du cadre élastique et la prise en compte des frottements au niveau des tiges de déport pour une bonne estimation des efforts de tensions dans les câbles. La procédure d'initialisation du montage y est aussi développée. En ce qui concerne les efforts, on négligera les frottements de ces câbles le long des poutres, où plus exactement, ceux-ci étant présents naturellement pendant le fonctionnement réel du module, ils seront comptabilisés ici.

Précisons que, lors des manipulations, pour un même effort de tension de câble au niveau du cadre, que ce soit pour les câbles côté capteur 1 ou côté capteur 2, l'effort mesuré par le capteur 2 est grossièrement environ deux fois supérieur à celui mesuré par le capteur 1, et ceci à cause des angles et des frottements sur les tiges de déport. Aussi, le capteur 2 subira-t'il les plus grands efforts, et c'est lui qu'il faudra surveiller lors des chargements de manière à éviter toute surcharge détérioratrice. De plus, la chaîne de mesure 1, compte tenu d'une part de la relation qui lie déplacements imposés à la butée et déplacements résultants du câble au niveau du cadre, et d'autre part du faible angle d'enroulement du câble sur la tige de déport, sera moins précise au niveau du déplacement d'actionneur et plus précise en terme d'effort d'actionnement que la chaîne 2. Ainsi, pour la recherche du déplacement actionneur, les résultats donnés par la chaîne 2 seront plus précis.

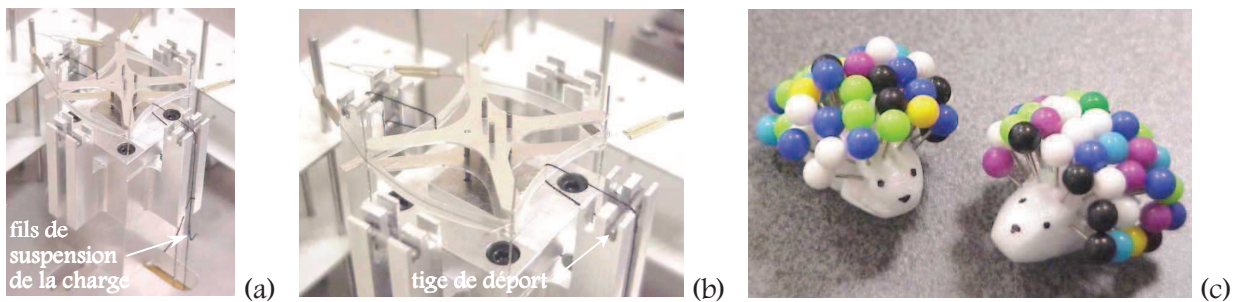


Figure 4.15. : Dispositif de chargement transversal parasite (a), détail (b) et charges parasites réglables (c)

Afin d'étudier l'évolution des caractéristiques d'actionnement du cadre lorsque celui-ci est soumis aux efforts d'interaction module-module, qu'il est susceptible de rencontrer lors de son fonctionnement en tant que partie du robot, le banc est muni d'un dispositif permettant d'appliquer des

charges parasites de norme et d'orientation adéquate, dans une direction transversale aux côtés considérés. Ces charges utiliseront les effets de la pesanteur, grâce au passage des fils de liaison sur des tiges support dont on négligera le frottement (fig. 4.15). Une telle étude en charge sera nécessaire a priori pour choisir en connaissance de cause les fils actionneurs à monter sur la structure.

II.1.2. Test réalisé sur la structure à vide

Afin de déterminer les conditions de fonctionnement des futurs fils actionneurs montés longitudinalement sur le cadre, nous avons choisi d'étudier le cas d'une structure où les fils sont montés de manière qu'ils génèrent un actionnement dissymétrique, comme illustré figure 4.16. Les tests seront réalisés sur notre module d'entraxe de post-flambage 29,24 mm.

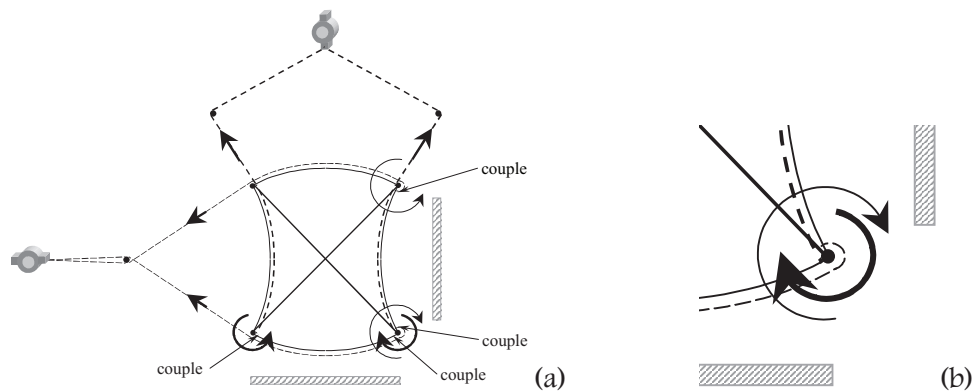


Figure 4.16. : Montage des câbles de façon dissymétrique (a) et détail de leur fixation au pivot bas droit (b)

On réalise donc un essai de basculement de la structure à vide à l'aide des câbles montés de manière dissymétrique (l'initialisation du montage avec 25 mN de pré-tension est décrite dans l'annexe 7). La structure bascule en une seule fois, pour un déplacement actionneur compris entre 0,9 et 1 mm (fig. 4.17). Ce déplacement est le même que l'on se place vu des câbles 1 ou 2, ce qui confirme d'une part la symétrie du chargement réalisé, et d'autre part que les capteurs détectent bien le basculement (qui est simultané vu des deux capteurs). On remarquera aussi qu'il se trouve légèrement diminué en comparaison d'un montage symétrique des câbles (annexe 7, fig. A7.8).

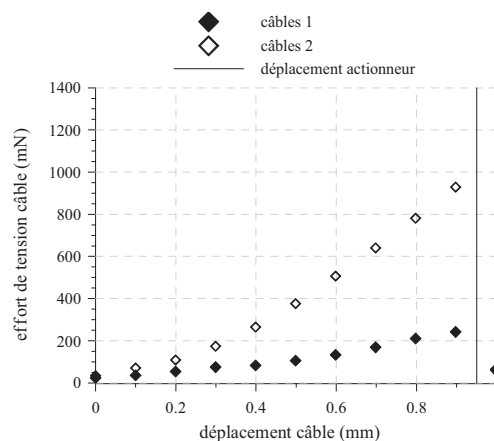


Figure 4.17. : Caractéristiques d'actionnement du cadre à vide, muni de câbles montés de façon dissymétrique

Par ailleurs, on observe une grande dissymétrie des efforts subits par les câbles 1 (extérieurs) et les câbles 2 (intérieurs). L'effort actionneur de 250 mN subi par les câbles extérieurs est presque multiplié par quatre pour les câbles placés à l'intérieur, soit environ 1 N. En outre, l'effort actionneur le plus élevé se révèle être bien inférieur à celui observé dans le cas d'un montage symétrique des câbles,

probablement causé par la présence de couples générés aux pivots. On peut donc conclure que la dissymétrie d'actionnement créée par le passage et les points d'attache des câbles actionneurs sur le cadre élastique entraîne une diminution de l'effort actionneur, tout comme du déplacement actionneur, nécessaire au basculement.

Mais comme déjà évoqué dans l'annexe 7, la première partie de la courbe (0,3 mm de déplacement des câbles) qui est non-linéaire correspond à la mise en place du système de chargement longitudinal. Ainsi, une estimation du déplacement actionneur utile peut être réalisée en soustrayant au déplacement actionneur mesuré ce déplacement de mise en place, et vaut donc environ 0,7 mm. Remarquons que ce déplacement est inférieur au déplacement maximal théorique (de 0,76 mm), ce qui signifierait que le basculement a lieu un peu avant que le câble actionneur ne soit tendu entre deux pivots. Cependant, il sera important de prendre en compte, dans toutes les manipulations qui suivent, le déplacement actionneur global mesuré pour la recherche du fil actionneur, car lors du montage manuel des fils AMF sur la structure, ceux-ci seront ajustés, et non précontraints, de la même manière que sur le banc de caractérisation. Aussi sera-t-il nécessaire de disposer d'une partie du raccourcissement des fils actionneurs pour rattraper les jeux de montage des fils avant de réaliser une mise en charge longitudinale effective du cadre.

Les caractéristiques obtenues en terme d'effort et de déplacement actionneurs montrent l'intérêt d'un montage des fils AMF de façon dissymétrique, si le taux de contraction disponible (et/ou la capacité de charge) n'est pas très important, ce qui permet alors d'utiliser un fil plus fin, moins lourd, et nécessitant moins de courant pour le chauffage par effet Joule, pour obtenir le basculement.

II.1.3. Tests réalisés sur la structure en charge

II.1.3.a. Différents cas étudiés

Pour monter sur la structure les fils AMF les mieux adaptés, les caractéristiques d'actionnement du module en charge sont nécessaires. En effet, ces courbes permettront de déterminer le déplacement actionneur minimal et l'effort actionneur minimal nécessaires au basculement du module, lorsque celui-ci est soumis aux efforts d'interaction qu'il rencontrera lors de son fonctionnement en tant que partie du robot. C'est pourquoi on réalise les manipulations nécessaires à l'obtention des caractéristiques d'actionnement, dans les quatre cas de chargement parasite représentés figure 4.18. On note (A, B, C, D) les efforts transversaux appliqués sur les quatre plaques du module. Leur direction sera repérée positive si la force est soit orientée vers le haut, soit orientée vers la droite. D'après les analyses réalisées au chapitre 3, on ne rencontrera que quatre cas lors de l'étude de basculement : (A positive, B négative, 0, 0), (A négative, B positive, 0, 0), (0, 0, C négative, D positive) et (0, 0, C positive, D négative).

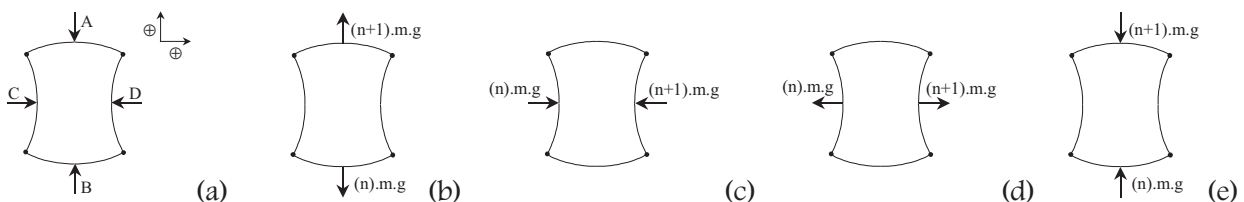


Figure 4.18. : Efforts parasites lors d'un actionnement (tube vertical) : notations (a), traction (b), poussée (c), perte de contact (d) et prise d'appui (e) sous charge

Les cas expérimentés sur le banc de caractérisation et nécessaires à l'étude de l'actionnement de la structure, en tant que partie d'un robot constitué de cinq modules, sont donnés dans le tableau 4.2. Rappelons que m vaut ici 1,3 grammes. On remarquera que sur le montage il n'y a pas, a priori, de

symétrie de comportement sous les chargements C et D, à cause du passage effectif des câbles au niveau des pivots de droite. Aussi réalisera-t-on deux séries de manipulation en inversant les efforts C et D, de façon à visualiser les effets d'une telle inversion sur les caractéristiques d'actionnement.

cas de la traction	n=0	n=1	n=2	n=3
effort A	m.g	2m.g	3m.g	4m.g
effort B	0	-m.g	-2m.g	-3m.g
cas de la poussée	n=0	n=1	n=2	n=3
effort C	0	m.g	2m.g	3m.g
effort D	-m.g	-2m.g	-3m.g	-4m.g
cas de la perte de contact	n=0	n=1	n=2	n=3
effort C	0	-m.g	-2m.g	-3m.g
effort D	m.g	2m.g	3m.g	4m.g
cas de la prise d'appui	n=0	n=1	n=2	n=3
effort A	-m.g	-2m.g	-3m.g	-4m.g
effort B	0	m.g	2m.g	3m.g

Tableau 4.2. : Différents cas de chargement parasite étudiés pour un robot de cinq modules

II.1.3.b. Caractéristiques d'actionnement obtenues

Les caractéristiques d'actionnement reliant le déplacement imposé à l'extrémité d'un câble et l'effort de tension résultant dans ce câble sont représentées, pour les câbles 1 et 2, dans les cas de chargement simulant la perte de contact et la prise d'appui sous charge, sur les figures 4.19 à 4.21. Ces deux situations font intervenir des efforts parasites dont l'orientation tend à faciliter le basculement du cadre. Ceci est confirmé par le fait que, dans ces cas, on observe un basculement de la structure en une seule fois. De plus, les déplacements actionneurs sont identiques à 0,1 mm près, à celui du basculement à vide (environ 1 mm), et ce quels que soient ces efforts parasites. On observe de plus, comme on pouvait s'y attendre, que les plus grands efforts de tension rencontrés le sont sur les câbles 2.

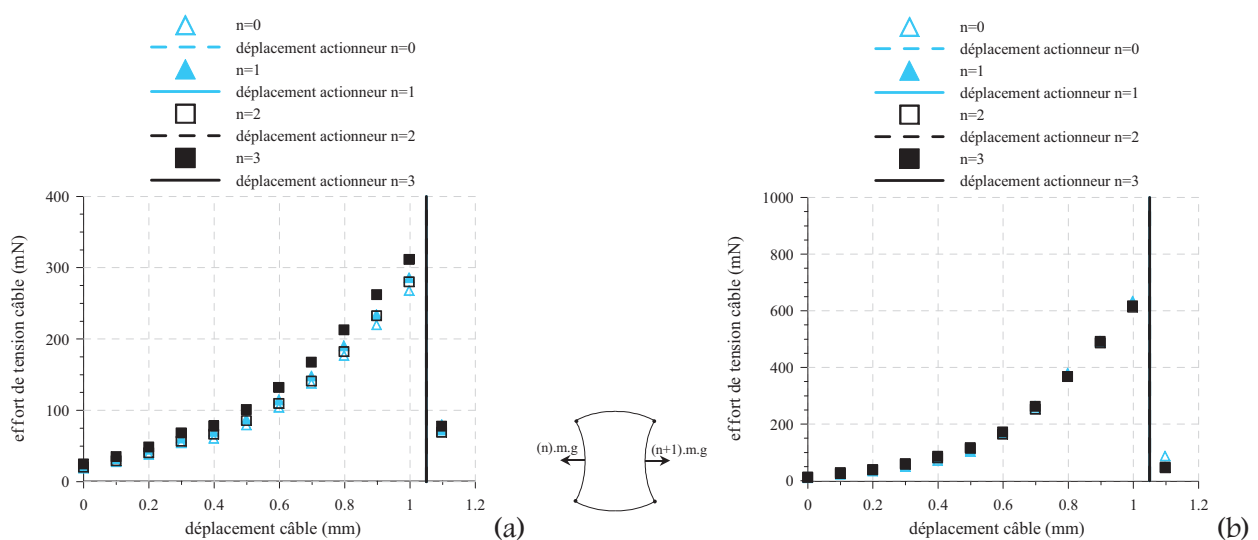


Figure 4.19. : Caractéristiques d'actionnement en perte de contact sous charges, avec l'effort parasite maximal au niveau des connexions du câble 1, vu des câbles 1 (a) et 2 (b)

On observe aussi que, pour les charges parasites considérées, les fils actionneurs sont effectivement nécessaires au basculement, les charges parasites appliquées ne produisant pas de basculement intempestif naturel de la structure. On remarque enfin que l'inversion des chargements entre C et D (fig. 4.19 et 4.20), à cause de la dissymétrie relative à la fixation des câbles actionneurs sur le cadre, n'a pratiquement pas d'influence sur l'évolution de l'effort actionneur.

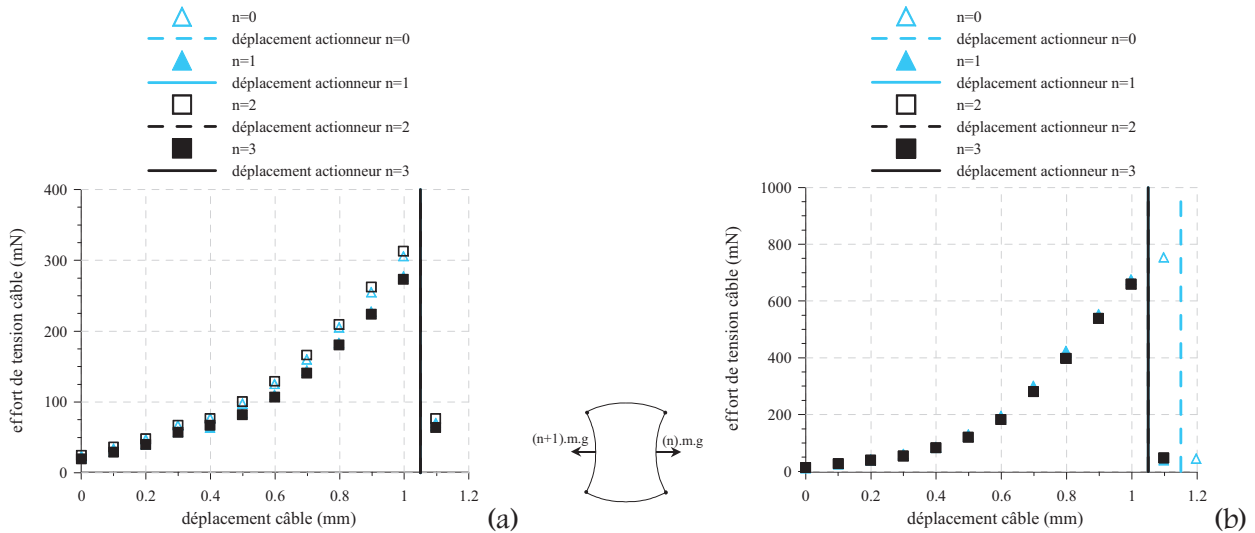


Figure 4.20. : Caractéristiques d'actionnement en perte de contact sous charges, avec l'effort parasite minimal au niveau des connexions du câble 1, vu des câbles 1 (a) et 2 (b)

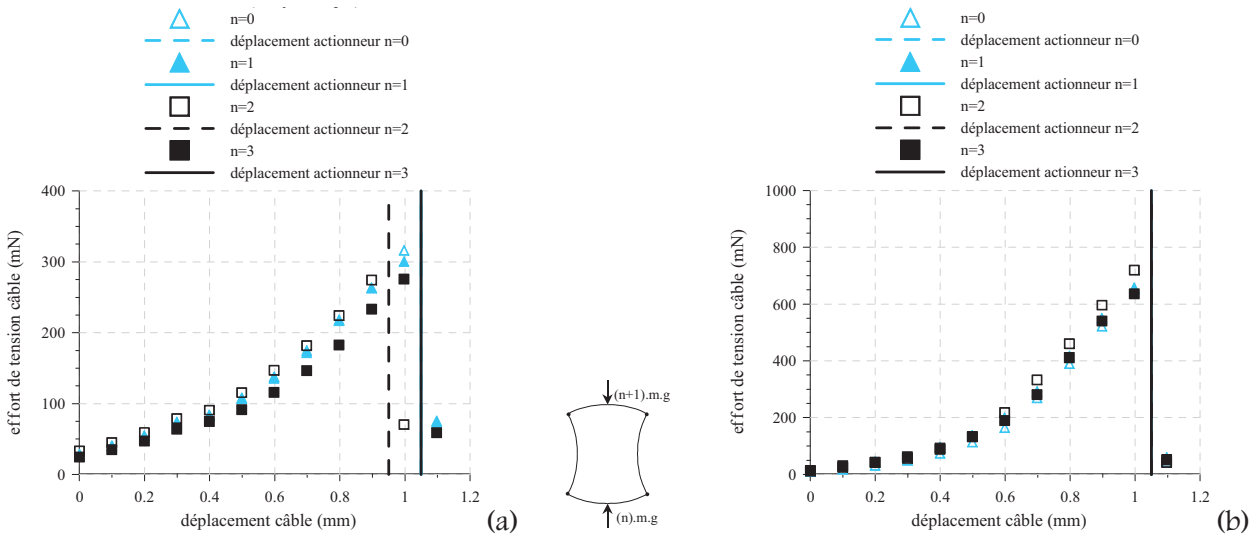


Figure 4.21. : Caractéristiques d'actionnement en prise d'appui sous charges, vu des câbles 1 (a) et 2 (b)

Dans le cas de la poussée (fig. 4.22 et 4.23) et de la traction (fig. 4.24) sous charges, les efforts parasites s'opposent au basculement. On observe en effet que le basculement n'a plus lieu en une seule fois, mais que la structure bascule en passant par un ou deux états d'équilibre intermédiaires plus ou moins instables (basculement complet d'un ou deux côtés seulement et passage en 'S' de certains côtés). Les graphiques suivants montrent les courbes caractéristiques relevées pour les câbles 1 et 2, dans chacun des cas. On observe ici aussi que les plus grands efforts de tension rencontrés le sont sur les câbles 2.

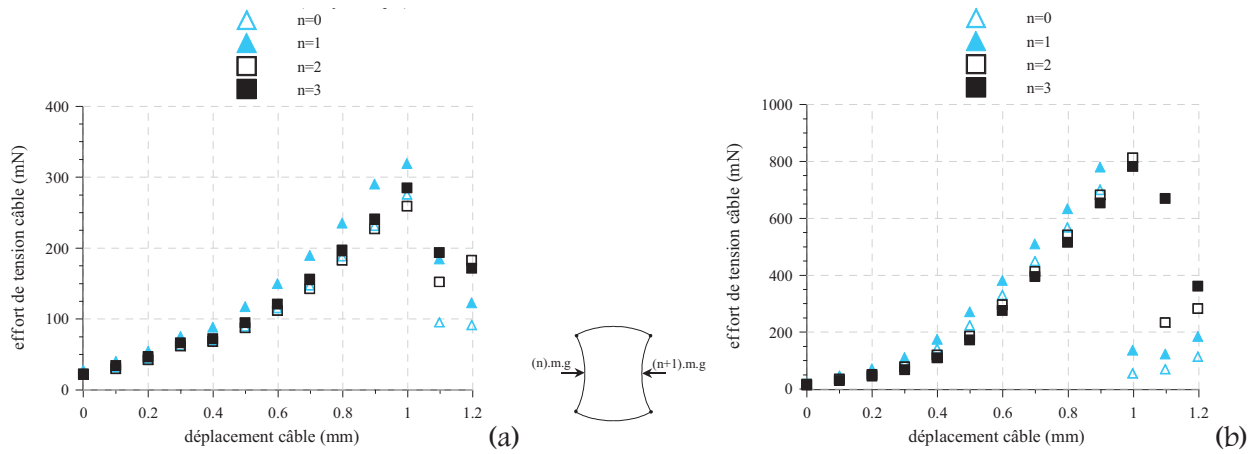


Figure 4.22. : *Caractéristiques d'actionnement en poussée sous charges, avec l'effort parasite maximal au niveau des connexions du câble 1, vu du câble 1 (a) et du câble 2 (b)*

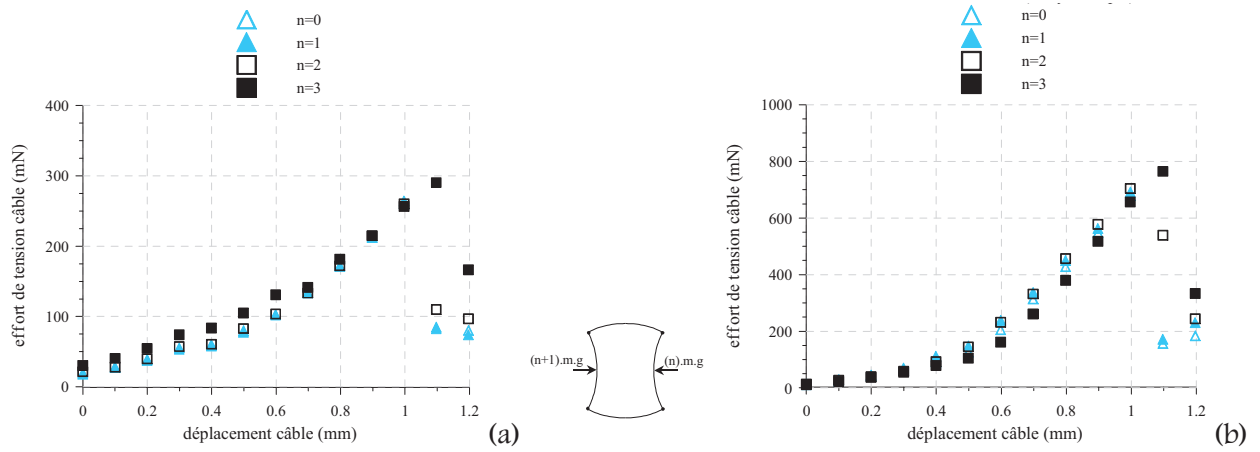


Figure 4.23. : *Caractéristiques d'actionnement en poussée sous charges, avec l'effort parasite minimal au niveau des connexions du câble 1, vu du câble 1 (a) et du câble 2 (b)*

Le premier de ces états intermédiaires, mesuré sur le banc de manipulation, correspond au couple effort-déplacement actionneur de la structure à vide, comme observé dans les autres cas de chargement parasite, avec une répétabilité assez bonne : entre 0,9 et 1,0 mm en déplacement, et un effort de l'ordre de 300 mN pour les câbles 1 et 800 mN pour les câbles 2. Aussi les efforts simulant les interactions module-module retardent-ils en terme de déplacement le basculement de celle-ci, en favorisant des états d'équilibre intermédiaires.

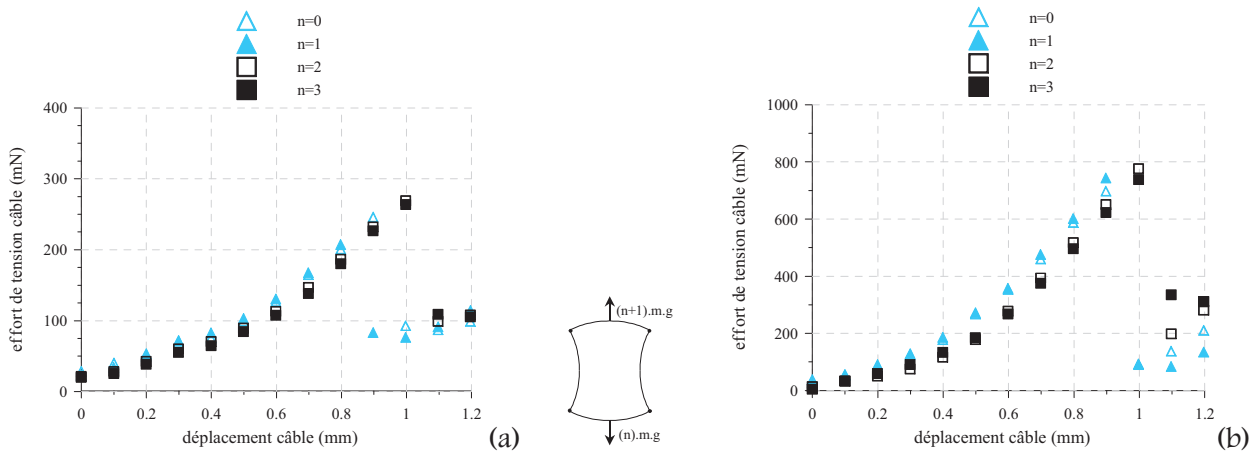


Figure 4.24. : *Caractéristiques d'actionnement en traction sous charges, vu du câble 1 (a) et du câble 2 (b)*

On ne pourra cependant pas assurer le fonctionnement de la structure dans ces cas, le banc de manipulation ne permettant pas une mesure correcte au-delà de la première instabilité (câbles détendus, ou déplacement limite atteint, compte tenu de la géométrie du système). Or ces manipulations sont réalisées en quasi-statique ; elles ne permettent donc pas de rendre compte des éventuels effets dynamiques du basculement du cadre, obtenus pour une certaine vitesse d'actionnement. Il sera donc nécessaire de réaliser des essais de validation du basculement du cadre sous les charges parasites maximales (cas de chargement le plus défavorable), par actionnement par fils AMF permettant de générer un déplacement actionneur suffisant (proche de 1 mm) avec une vitesse donnée (contraction plus ou moins rapide).

II.1.3.c. Conclusion

Les courbes caractéristiques de prise d'appui et de perte de contact sous charge, qui se caractérisent par un basculement unique et brutal, sont indépendantes (du moins dans l'intervalle de n considéré) des efforts parasites qui tendent à faciliter le basculement, le déplacement actionneur restant celui du module à vide. De ce fait, l'étude de ces deux cas de chargement ne se révèle pas nécessaire pour le choix du fil actionneur.

Par contre, il existe des cas de chargement pour lesquels le basculement est extrêmement dépendant des efforts parasites. Ces cas de chargement extrêmes (traction et poussée sous charge) se caractérisent par un basculement en plusieurs fois (états d'équilibre intermédiaires) observé lors de nos manipulations en quasi-statique. Ceci s'explique par le fait que les efforts parasites appliqués tendent à s'opposer au basculement de la structure. Plus le chargement parasite est important, plus le risque de passage par des états d'équilibre intermédiaires est grand. Les cas de la traction et de la poussée sous charge avec $n=3$ pourront donc correspondre à une série de tests décisifs d'étude des capacités de basculement de la structure, indispensables pour assurer la réalisation de cycles quelconques dans un tube vertical, pour notre robot constitué de cinq modules.

Au vu de ces résultats en quasi-statique, il semble que la structure ne puisse être actionnée pour être utilisée dans un tube vertical, certains essais ne permettant d'obtenir qu'un basculement partiel de celle-ci. Cependant, le basculement, qu'il soit partiel pour ces cas de chargement ou total pour d'autres, a toujours lieu pour un déplacement de l'extrémité des câbles d'environ 1 mm (permettant un rattrapage des jeux de montage des fils sans tension de pose). Ainsi, peut-on espérer que l'influence des effets dynamiques du basculement de la structure elle-même, par l'utilisation de vitesses d'actionnement adéquates des fils AMF, permettra d'obtenir le basculement dans tous les cas de chargement nécessaires avec le choix d'un fil actionneur se contractant de 3,3 % (cf. paragraphe V). Aussi, une étude expérimentale supplémentaire pour évaluer l'influence des effets dynamiques sur les déplacements actionneurs pourra constituer une perspective à ce travail. En effet, cette influence pourrait permettre d'obtenir les basculements souhaités dans certains cas de charges extrêmes, voire même de diminuer les valeurs des déplacements actionneurs sous charge parasite.

II.2. COMPARAISON AVEC UN ACTIONNEMENT TRANSVERSAL

Nous avons vu que le basculement de la structure par chargement direct de ses quatre côtés était théoriquement possible (chapitre 3). Un banc de caractérisation mécanique, présenté au chapitre 5, a été développé pour l'étude de la raideur du contact entre le cadre élastique et la paroi du tube. Il peut aussi être utilisé pour quantifier le couple effort-déplacement actionneur de la structure par chargement transversal de deux côtés opposés du cadre élastique. En effet, les fils AMF, qui seraient utilisés pour le chargement transversal de la structure, généreraient un rapprochement des deux côtés en vis-à-vis.

Ainsi, le montage présenté figure 4.25 permet de réaliser le chargement complet de la structure à vide jusqu'au basculement et l'atteinte de sa position d'équilibre symétrique. En outre, ce type de chargement se trouvera être comparable à celui réalisé dans le modèle aux éléments finis décrit au chapitre 3. Afin de s'affranchir des effets de la pesanteur sur les courbes d'actionnement, on positionnera le module à caractériser horizontalement sur le banc de manipulation. Le chargement est réalisé par déplacement imposé transversal des milieux de deux côtés opposés en configuration convexe de l'extérieur vers l'intérieur, afin de mesurer la courbe effort-déplacement actionneur caractéristique d'un tel basculement.

On utilise pour cela des appuis linéaires unilatéraux adhérents, permettant la mise en contact aisée sans perturbations (et un réglage du zéro du capteur facile), puis le maintien du module pendant le chargement. Des charges stabilisatrices (voir au chapitre 5) permettent la suspension du module, avant réalisation du contact et au-delà.

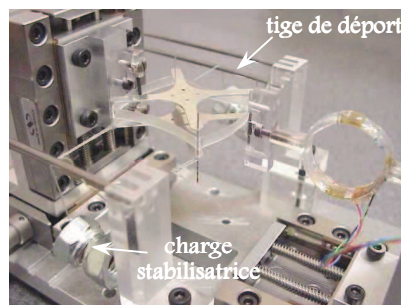


Figure 4.25. : *Mise en contact unilatéral (avec charges stabilisatrices de 4,8 grammes de chaque côté)*

La courbe obtenue est représentée sur la figure 4.26. Elle permettra de déterminer précisément la valeur du déplacement actionneur en observant le changement de signe de l'effort de réaction au point chargé. Bien que l'effort d'actionnement mesuré ici soit nettement inférieur à celui observé expérimentalement dans le cas d'un chargement longitudinal, on observe ici, après un basculement en plusieurs étapes, un déplacement actionneur nécessaire de 9,5 mm, ce qui correspondrait à un taux de contraction de 27 % (peut-être disponible pour un ressort en AMF), mais qui ne peut être obtenu par des fils de NiTi (déformation macroscopique de transformation de phase limitée à 8 %). En outre, une étude en charge serait nécessaire, les efforts parasites agissant directement dans l'axe de l'actionnement. Néanmoins, compte tenu de ce résultat, un dispositif d'amplification des déplacements serait indispensable pour l'utilisation de fils AMF montés transversalement sur la structure.

La figure 4.27 montre le basculement successif des poutres observé, qui entraîne une augmentation du déplacement actionneur (retard). En effet, on pourra remarquer que le basculement a lieu bien après ce que prévoit le modèle (Chac2), bien que dans ce cas, le modèle ne nous assure que du basculement local des côtés chargés, et non du basculement du cadre entier. On admettra que la diminution de l'effort actionneur peut être due au passage par des configurations intermédiaires. Ces configurations (présentant ici des côtés en 'S') peuvent être dues, d'une part aux défauts de fabrication (épaisseur, entraxe, jeux d'assemblage, dissymétrie) et d'autre part à la réalisation effective du chargement (excentration) et éventuels frottements aux pivots, qui en font un cadre non parfait. Cette dissymétrie fait clairement apparaître un mouvement de corps rigide du squelette, non pris en compte dans le modèle, permettant d'obtenir l'équilibre des torseurs des efforts extérieurs au module entre les deux points de chargement. Le modèle ne permet donc pas d'estimer l'influence sur la courbe des défauts de symétrie géométrique ou de chargement. Ces conjectures mériteraient cependant d'être vérifiées dans l'avenir, notamment pour pouvoir obtenir une bonne modélisation du comportement au contact avec le tube.

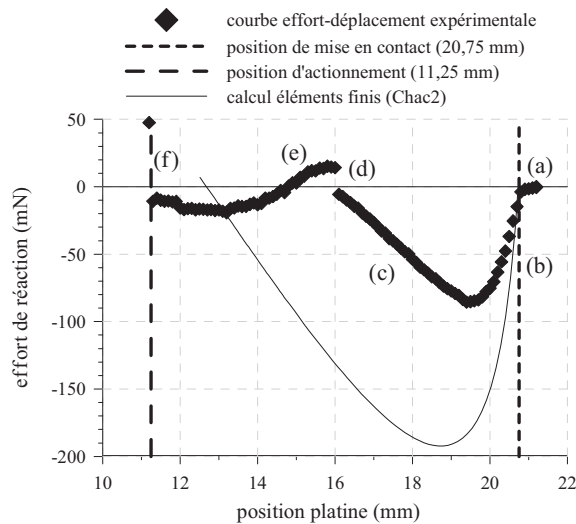


Figure 4.26. : Courbes caractéristiques d'actionnement dans le cas d'un chargement direct de deux côtés opposés de notre cadre. Courbe calculée par éléments finis et courbe mesurée : mise en contact (a), chargement (b), diminution de la réaction (c), basculement local (d), adhésion de la liaison (e), basculement final et total (f)

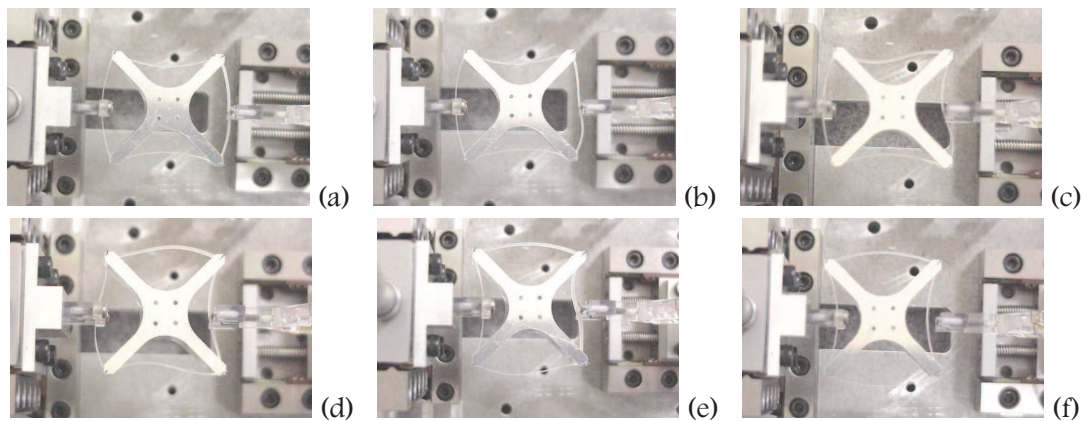


Figure 4.27. : Différentes configurations observées au long d'un chargement transversal jusqu'au basculement : mise en contact (a), chargement (b), diminution de la réaction (c), basculement local (d), adhésion de la liaison (e), basculement final et total (f)

II.3. CONCLUSION

Le choix d'un montage longitudinal des fils actionneurs sur le cadre élastique montre son avantage en terme de déplacement actionneur nécessaire envers un montage transversal (1 mm contre 9,5 mm), même si dans ce cas, les efforts nécessaires sont plus importants (on atteint un effort de traction de presque 1000 mN, qui ne vaut que 80 mN dans le cas d'un actionnement direct). Ceci est l'une des raisons qui nous ont fait opter pour un actionnement longitudinal de la structure.

Aussi, compte tenu des résultats obtenus lors des manipulations quasi-statiques de caractérisation de l'actionnement de la structure en charge, un cahier des charges simplifié peut être dressé pour l'élément actif. Ainsi, les fils AMF montés sur le cadre doivent être capables de fournir un déplacement de l'ordre de 1 mm, ce qui correspond à un taux de contraction d'environ 3,3 %, sous un effort de tension maximal de 1 N. Le déplacement actionneur choisi ici devrait permettre d'assurer le rattrapage des jeux de montage des fils actionneurs sur la structure, tout en assurant un déplacement utile suffisant à l'obtention du basculement.

III. DIMENSIONNEMENT DE L'ÉLÉMENT ACTIF

Nous avons vu au chapitre 2, que les alliages à mémoire de forme semblent prometteurs en ce qui concerne les besoins en micro-actionnement, que ce soit pour leurs capacités en terme d'effort ou de mouvement, ou encore pour les possibilités de miniaturisation qu'ils offrent. Ces matériaux actionneurs peuvent transformer, sous certaines conditions, de l'énergie thermique fournie en énergie mécanique directement utilisable. Ils peuvent ainsi, sous l'effet d'une augmentation de température, générer des efforts relativement importants et restituer des déformations jusqu'à 8 %. L'annexe 8 présente la transformation de phase solide-solide qui caractérise les alliages à mémoire de forme. Elle rappelle aussi les différents comportements thermomécaniques qui en font des matériaux particulièrement intéressants pour la réalisation d'actionneurs.

Il s'agit dans cette partie de réaliser le choix des fils actionneurs adéquats, d'un point de vue mécanique, c'est-à-dire permettant de fournir un déplacement actionneur suffisant, sous la force de traction résultante de ce déplacement, et ceci pour permettre le basculement du cadre élastique lorsque celui-ci est soumis aux chargements parasites inévitables lors de son fonctionnement en tant que partie du robot.

Nous avons précédemment déterminé une condition suffisante d'instabilité du cadre par basculement local ou complet, suivant les chargements parasites appliqués à la structure. Celle-ci peut se résumer au couple $(F_{\max}, d_{\text{act}}) = (1 \text{ N}, 1 \text{ mm})$. Dans cette partie, nous réalisons le choix du fil AMF (type de comportement, diamètre, etc.) en prenant en compte les conditions minimales d'effort et de déplacement nécessaires, la longueur du fil étant donnée compte tenu du positionnement choisi et de la conception du module de locomotion. En particulier, l'effort actionneur donnera une condition directe sur le diamètre minimal du fil AMF à utiliser. Le mode et les conditions de chauffage, tout comme la grandeur de contrôle en vue d'une commande ultérieure, seront définis.

III.1. CHOIX DU FIL ACTIONNEUR

Il s'agit maintenant de choisir le comportement (annexe 8) que nous utiliserons pour l'actionnement de notre module, ayant choisi des AMF se présentant sous forme de fils. Des éléments de dimensionnement sont présentés pour les fils à mémoire de forme simple sens dans le cas d'une charge constante ou du type 'ressort linéaire' dans [CHAI-00, WARA-93], où le diamètre d est déterminé avant la longueur L , et où L dépend du déplacement voulu, de la contrainte, et des paramètres matériau. Remarquons dès à présent que ces modèles sont limités (optimisation pour un chargement constant ou type 'ressort linéaire'), et principalement utiles pour une utilisation proportionnelle (commande en déplacement).

Dans notre cas, L est une donnée, et un fonctionnement en tout ou rien semble suffisant. Une optimisation du fil aux conditions de fonctionnement sera donc impossible (dans l'état actuel de nos connaissances), car pour nous, la contrainte n'est ni une constante, ni une progression linéaire du déplacement vu du fil (à cause des phases de basculement intermédiaires).

Nous disposons de plusieurs types de fils en NiTi éduqués et non éduqué, de basses (resp. hautes) températures de transition (vendus par Dynalloy, Inc). Les différents diamètres disponibles sont : 37, 50, 100, 150 et 250 μm . Les températures de transition annoncées par le constructeur sont les suivantes : $M_s^0 = 52 \text{ }^\circ\text{C}$ (resp. 72), $M_F^0 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$ (resp. 62), $A_s^0 = 68 \text{ }^\circ\text{C}$ (resp. 88) et $A_F^0 = 78 \text{ }^\circ\text{C}$ (resp. 98).

Compte tenu de ces températures, la température ambiante maximale restera sous la température de fin de transformation austénite \rightarrow martensite, afin de pouvoir bénéficier soit de l'effet mémoire simple sens (ou plutôt double sens assisté), soit de l'effet mémoire double sens (annexe 8). En effet, les fils à disposition ne peuvent pas fournir de R-phase, et ne travailleront pas dans le domaine pseudoélastique. Etant utilisés principalement en traction, l'effet mémoire 'All-Round' ne pourra pas non plus être utilisé.

III.1.1. Choix du diamètre du fil

Le choix du diamètre sera assisté d'un calcul simplifié, en considérant la contrainte maximale dans le fil soumis à la traction correspondant à l'effort actionneur de 1 N. En effet, pour des conditions de résistance mécanique et de tenue à la fatigue, la contrainte σ doit être inférieure à une contrainte limite σ_{\max} , dépendant de l'alliage et des traitements thermomécaniques subits. La relation suivante permet donc de choisir le diamètre du fil en conséquence :

$$2\sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \sigma_{\max}}} \leq d$$

Le constructeur recommande un σ_{\max} de 190 MPa, pour une durée de vie importante, bien que d'autres utilisateurs préconisent pour les fils de NiTi un σ_{\max} de 170 MPa [WARA-93]. Ne connaissant pas $\sigma_{\text{f}}^{\text{T}^\sigma}$, la contrainte de fin de réorientation de la martensite (dans le cas d'un fil fonctionnant en effet mémoire simple sens), qui s'avère suffisante pour obtenir une déformation maximale du fil lors de la transformation de phase, nous nous limiterons au choix de $\sigma_{\max} = 170$ MPa, ce qui nous donne, à l'aide de la relation suivante, un diamètre minimal de 87 μm . Nous choisirons donc d'utiliser un fil de diamètre 100 μm . Nous vérifierons par la suite, pour ce diamètre, les capacités de déplacement sous charge d'un fil fonctionnant en effet mémoire double sens assisté et d'un fil éduqué, sur la longueur qu'ils auront sur la structure, lors du chauffage (transformation austénitique).

III.1.2. Choix du type de fil

III.1.2.a. Discussion sur l'utilisation de fils AMF simple sens

L'idéal serait de pouvoir utiliser l'effet mémoire simple sens, car il permet des déplacements plus importants que l'effet mémoire double sens (éduqué), pour une même durée de vie et une bonne fiabilité (annexe 8). Pour l'utilisation de l'effet mémoire simple sens, il faut cependant vérifier que la contrainte lors du refroidissement est supérieure à la contrainte seuil $\sigma_{\text{d}}^{\text{T}^\sigma}$ nécessaire à la réorientation des plaquettes de martensite autoaccommodantes. Pour le NiTi, $\sigma_{\text{d}}^{\text{T}^\sigma}$ varie entre 70 et 140 MPa, suivant la composition et le traitement (c'est un paramètre intrinsèque de l'AMF) [WARA-93]. Le constructeur, lui, annonce 35 MPa. Il nous a donc été nécessaire de vérifier cette contrainte seuil, identifiable par un essai mécanique contrainte-déformation isotherme à $T < M_{\text{f}}^0$. Nous avons utilisé un fil de longueur 120 mm, car c'est la longueur qu'il aura sur la structure. Une caméra CCD permet d'enregistrer les images (fig. 4.28) de l'extrémité du fil à l'étape initiale (martensite autoaccommodante) et à l'étape en charge (fin de transformation sous tension constante). Les déformations sont obtenues à partir de la mesure du déplacement de l'extrémité libre du fil par traitement de ces images (méthode de suivi de tâche, et utilisation du logiciel Deftac développé par l'équipe 'Photomécanique et rhéologie' du Laboratoire). La précision obtenue sur les déplacements est de quelques centièmes de millimètres.

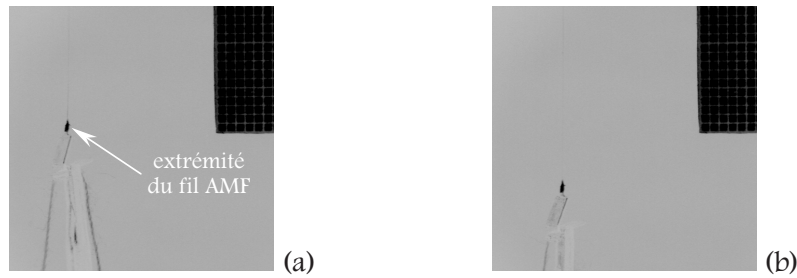


Figure 4.28. : Images utilisées pour le calcul des positions, déplacements et déformations, pour le fil simple effet de diamètre $100\ \mu\text{m}$: extrémité du fil à vide, martensite autoaccommodante (a) et sous contrainte constante, génération de martensite orientée (b)

La courbe (fig. 4.29) montre le résultat obtenu pour un fil non éduqué : la contrainte seuil de réorientation de la martensite vaut environ 40 MPa, ce qui correspond pour le fil de diamètre choisi à une pré-tension d'environ 0,3 N.

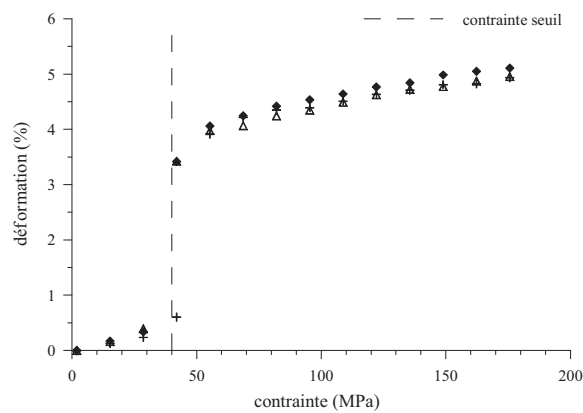


Figure 4.29. : Mise en évidence de la contrainte seuil de réorientation en phase martensitique (fil de diamètre $100\ \mu\text{m}$)

Il faut donc vérifier si l'obtention d'une telle précontrainte est possible sans modification notable de la géométrie de l'actionneur. Or, les fils actionneurs montés sur le cadre subiront, comme vu dans le paragraphe II, des tensions dissymétriques, selon le côté du cadre considéré. Pour les câbles subissant lors de l'actionnement les efforts les plus grands (câbles intérieurs), une pré-tension de 0,3 N correspond dans tous les cas à plus d'un tiers du déplacement actionneur, ce qui a pour conséquence une déformation non négligeable du cadre, pouvant modifier les conditions de contact au niveau du tube. Hormis ce fait, le cadre doit être capable de réaliser cette pré-tension lors de son retour à cette configuration (après que le fil ait été contracté par chauffage puis refroidi), ce qui n'a pas été vérifié. Mais le problème est bien plus important en ce qui concerne les câbles subissant les efforts les plus faibles lors de l'actionnement (câbles extérieurs) : dans la plupart des cas, l'effort de 0,3 N suffirait à faire basculer localement les côtés concernés, sans que l'on chauffe l'AMF ! De ce fait, même si les tests réalisés sur la structure au paragraphe II ne sont qu'indicatifs (en ce qui concerne la dissymétrie créée), la structure dans son état actuel ne peut pas utiliser l'effet mémoire simple sens (ou plus exactement l'effet mémoire double sens assisté), car elle ne peut générer la contrainte seuil nécessaire à la réorientation de la martensite avant le chauffage, cette orientation étant indispensable à l'obtention d'un mouvement lors de la transformation austénitique.

III.1.2.b. Choix du NiTi éduqué

Compte tenu de la conclusion précédente, il ne nous reste plus qu'à vérifier si un fil de diamètre $100\ \mu\text{m}$ éduqué (effet mémoire double sens) est adapté à notre problème. Pour cela, nous réalisons la manipulation suivante, pour différentes valeurs de charge (contrainte constante) :

Le fil étant initialement au repos -étape 0- (après avoir subi quelques cycles thermiques à contrainte nulle), on lui applique la contrainte de traction choisie -étape 1-, on le chauffe jusqu'à ce que la position de l'extrémité du fil se stabilise -étape 2-, puis on stoppe le chauffage et on laisse le fil se refroidir par convection -étape 3-.

La figure 4.30.a montre la contraction obtenue à l'issue de la phase de chauffage (fin de l'étape 2), pour différents états de charge. On observe que la contraction est constante quelle que soit la charge appliquée, et en particulier, même pour une charge nulle, ce qui correspond bien à une caractéristique de l'effet mémoire double sens. Cette caractéristique est très intéressante dans notre cas, car les fils utilisés ne nécessiteront pas de pré-tension pour être actionnés. La structure ne sera donc pas mise à contribution, et la contraction nécessaire à la phase d'actionnement sera uniquement fonction de l'éducation réalisée. On pourra aussi remarquer que lors de l'application de la contrainte en phase martensitique (fig. 4.30.b), l'éventuelle formation de martensite orientée d'origine mécanique est indiscernable. Ceci peut s'expliquer par l'éducation qui a probablement mis à contribution la majorité des variantes de martensite, et qui sont donc déjà orientées en phase martensitique, par l'unique action de la température (rôle des dislocations).

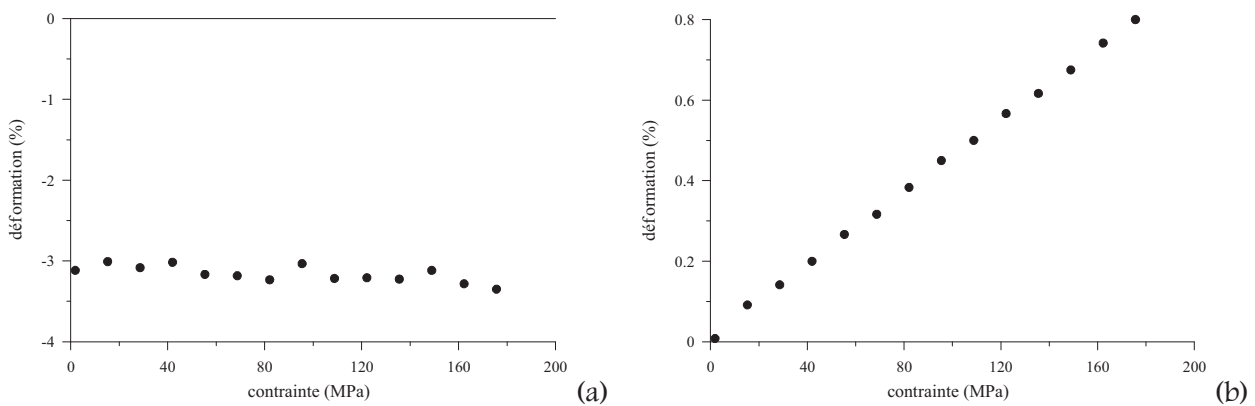


Figure 4.30. : Taux de contraction obtenu à l'issue de la phase de chauffage (a) et déformations générées en phase martensitique par application de la contrainte (b)

Le taux de contraction disponible pour la charge de 1 N est d'un petit 3 %, si l'on prend en compte l'allongement élastique dû à la contrainte. On vérifiera cependant plus loin que cette contraction utile est suffisante pour faire basculer le cadre élastique, même dans le cas de charges perturbatrices, les effets dynamiques intervenant en ce sens. Par contre, l'utilisation de l'effet mémoire double sens limitant généralement la déformation à 2 % pour une durée de vie de plus de 100.000 cycles [WARA-93], la durée de vie des fils risque donc d'être limitée.

III.1.2.c. Remarque : entraxe définitif de post-flambage

Le choix de l'entraxe définitif de 29,24 mm, présenté au chapitre 3, a été réalisé selon les caractéristiques mécaniques du fil AMF choisi pour la validation de notre principe actionneur (Flexinol éduqué avec un taux de contraction de 3 % environ) et en tenant compte des jeux de montage et de positionnement des fils sur le cadre. Pour le calcul de cet entraxe à l'aide de l'étude de pré-dimensionnement, nous avons donc supposé que le taux de contraction utile de l'AMF était légèrement inférieur au taux réel, soit 2,6 % (0,4 % servant alors à rattraper ces jeux). Rappelons que les manipulations réalisées sur la structure mécanique au paragraphe II.1.2 semblaient fournir un déplacement actionneur utile de l'ordre de 0,7 mm par côté, soit un taux de contraction utile de 2,3 % (en négligeant un déplacement nécessaire à la mise en place du système de chargement).

III.2. CHOIX DU COURANT D'ALIMENTATION MINIMAL

La détermination du courant d'alimentation minimal des fils AMF est primordiale, pour réaliser le chauffage par effet Joule (choisi au chapitre 2), car c'est ce courant qui permettra d'atteindre la température de fin de transformation martensite \rightarrow austénite sous contrainte A_F^σ , garante d'une transformation complète et donc de l'obtention de la contraction maximale. Cependant, cette détermination est liée au comportement mécanique du fil, du simple fait de la variation des températures de transition avec la contrainte (annexe 8).

Ne connaissant pas les valeurs de ces températures pour différentes contraintes, il a donc été nécessaire d'évaluer les capacités de déplacement sous différentes charges (contraintes constantes), pour différents courants. Pour cela, un banc de manipulation a été développé (et a d'ailleurs été utilisé pour obtenir les courbes 4.29 et 4.30 présentées précédemment). Comme auparavant, la longueur de fil testée est la plus proche possible de celle qui sera effectivement montée sur la structure. Ceci nous permettra de déterminer une valeur approchée du courant minimal requis.

III.2.1. Calcul préliminaire sous contrainte nulle

Pour simplifier, on supposera que la source majeure de perte de chaleur sera la convection (ce qui est le cas pour ces manipulations sur les fils). On note h le coefficient de convection naturelle du fil avec le milieu extérieur.

Dans le cas d'un fil de diamètre d sollicité en traction et chauffé par effet Joule (courant i), l'équation de la chaleur complète (en dynamique) est détaillée dans [BENZ-97]. On peut estimer le courant minimal nécessaire pour amener le fil à la température voulue, par une utilisation abusive de l'équation de la chaleur, en régime établi. En ne prenant en compte que les pertes dues à la convection, et en régime permanent, l'équation de la chaleur s'écrit alors [CHAI-00] :

$$\frac{4h}{d}(T_f - T_a) = \rho_e \cdot \frac{16i^2}{\pi^2 d^4}, \text{ où } T_a \text{ est la température ambiante et } T_f \text{ la température à l'équilibre.}$$

La résistivité ρ_e du matériau peut être obtenue simplement à partir d'une loi des mélanges de phase [VACH-91]:

$$\rho_e = \rho_A (1-z) + \rho_M z = \rho_A + (\rho_M - \rho_A) z$$

où ρ_A désigne la résistivité de l'austénite, ρ_M celle de la martensite et z la fraction volumique de martensite définie par : $z = V_{\text{martensite}} / V_{\text{total}}$ (si $z=0$, il n'y a que de l'austénite ; si $z=1$, il n'y a que de la martensite). Les valeurs de résistivité ρ_A et ρ_M qui sont données par les fournisseurs sont en général très approximatives voire inexactes (de l'ordre de $8,0-8,9 \cdot 10^{-7} \Omega \cdot m$ pour l'austénite [WARA-93]), car conditionnées par l'élaboration du matériau. Elles doivent donc être mesurées, et peuvent être déterminées par la mesure de la résistance électrique en fonction de la température à contrainte nulle.

Ceci nous permet de déterminer le courant minimal nécessaire, dans ces conditions, pour amener (ou plutôt maintenir) le fil à la température de fin de transformation de phase martensite-austénite sous contrainte (le fil étant sous cette contrainte en régime permanent). La transformation devant être complète, la résistivité à l'équilibre sera celle de l'austénite, d'où :

$$i_{\min} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{h \cdot d^3}{\rho_A} (A_F^\sigma - T_a)}$$

Ne connaissant pas la température de transition A_F^σ dans notre cas, on utilisera la température de fin de transformation sous contrainte nulle, ce qui nous donnera un minorant du courant recherché (la température de transition augmentant avec la contrainte). La température de début de transformation de phase martensite-austénite à contrainte nulle de notre fil valant 62°C (valeur mesurée par le LAB/LMARC), et l'hystérésis en température étant de l'ordre de 10°C (d'après le fabricant), la température de fin de transformation à contrainte nulle devrait être de l'ordre de 72°C . T_a sera égale à 20°C , d vaut $100\ \mu\text{m}$, h vaut $204\ \text{W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$, et $\rho_A = 8,4.10^{-7}\ \Omega\text{.m}$. h et ρ_A ont été mesurées par le LAB/LMARC. On pourra se référer à [BENZ-98] pour la procédure utilisée. On obtient $i_{\min}^0 = 177\ \text{mA}$ (pour une température atteinte à l'état d'équilibre thermique de 72°C). Nous vérifierons dans le paragraphe qui suit que le courant nécessaire à la transformation de phase totale sous contrainte nulle est effectivement de l'ordre de $180\ \text{mA}$.

III.2.2. Tests d'efficacité mécanique

Comme évoqué précédemment, des tests sous contrainte constante ont été réalisés sur le fil choisi (fil éduqué de diamètre $100\ \mu\text{m}$), pour différents courants de chauffe. On remarquera (fig. 4.31) qu'un courant faible ($142\ \text{mA}$) ne permet pas d'atteindre A_F^0 , le déplacement produit lors du chauffage sous contrainte nulle étant très inférieur à celui devant être obtenu de par l'éducation. Par contre, bien que pour un courant de $165\ \text{mA}$ (ce qui est proche du courant prévu par le calcul du paragraphe précédent, à savoir $i_{\min}^0 = 177\ \text{mA}$) la température de fin de transformation à contrainte nulle semble pratiquement atteinte, on ne récupère pas toute la déformation lorsque la contrainte est élevée. Ceci est sûrement dû à l'augmentation de A_S^σ et A_F^σ avec σ , ce qui fait que le courant considéré ne suffit plus à la transformation complète en austénite (énergie fournie par le chauffage insuffisante).

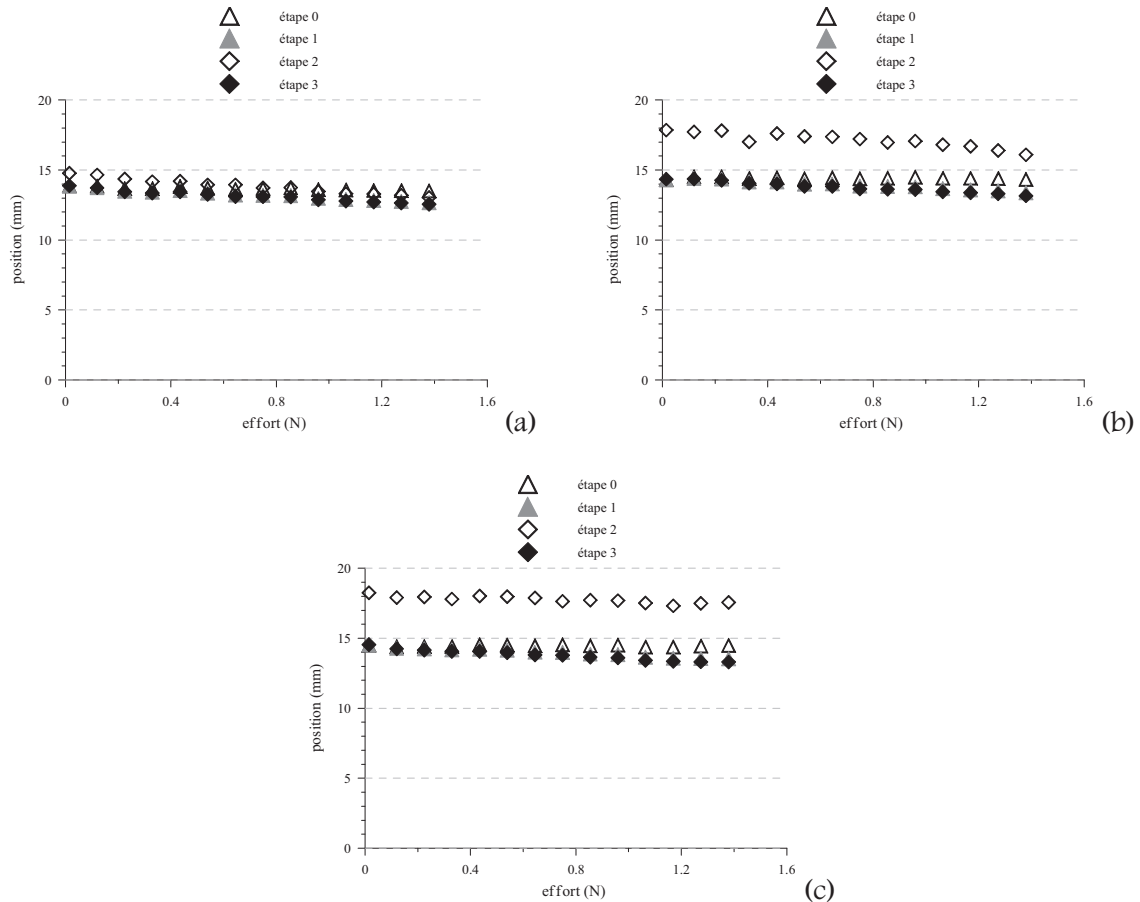


Figure 4.31. : Position de l'extrémité du fil lors d'un cycle complet, pour différents courants d'alimentation : $142\ \text{mA}$ (a), $165\ \text{mA}$ (b) et $188\ \text{mA}$ (c)

Les tests montrent enfin qu'un courant de 188 mA semble suffisant pour obtenir la transformation totale même pour une contrainte supérieure à celle générée par un effort de 1 N, car les points se situent tous sur une horizontale. On remarquera que généralement, les caractéristiques données par les fabricants ne sont qu'approximatives, et qu'il est nécessaire pour toute application et tout fil de réaliser des tests préliminaires.

Remarquons que le fil AMF subira lors de la phase de chauffage, dans ses conditions de fonctionnement c'est-à-dire monté sur le module, d'une part des pertes de chaleur par convection sur une partie réduite de sa surface d'échange avec le milieu ambiant, mais aussi des pertes par conduction avec le cadre élastique le long duquel il s'appuie. Même si le matériau du cadre est un assez bon isolant thermique, ce qui pourrait limiter ces pertes par conduction au bout de quelques cycles (cela serait à vérifier), il sera nécessaire de valider les choix réalisés sur la structure réelle. De plus, dans le cas d'un environnement confiné, la température ambiante peut augmenter et h peut donc varier. Ceci aura pour conséquence principale une diminution du temps de chauffe. En ce qui concerne le refroidissement, celui-ci pourra être soumis à des conditions de convection forcée, obtenues par le mouvement rapide du cadre lors du basculement. L'échauffement du milieu extérieur pourra donc peut-être être compensé dans une certaine mesure.

III.2.3. Correspondance avec la résistance électrique

III.2.3.a. La résistivité électrique des AMF

Les résistivités intrinsèques des phases austénitique et martensitique étant différentes, il est possible de suivre l'évolution de la transformation de phase, par mesure de la tension électrique lors du chauffage et du refroidissement du matériau [ROGU-93]. La résistance électrique peut donc être utilisée pour estimer le déplacement de l'actionneur. Ainsi, la variation de la résistance électrique de l'AMF au cours de la transformation a été utilisée comme variable de contrôle de cette transformation [IKUT-88], où la rétroaction de la résistance électrique améliore la linéarité et la robustesse du servoactionneur et permet le contrôle de la force et de la position.

Remarquons que pour les alliages de NiTi, l'allure des courbes de résistivité peut évoluer en fonction du cycle thermique, de la composition et des traitements thermiques appliqués. Pendant la phase de chauffage, mais aussi lors du refroidissement, la variation de résistance électrique est une fonction linéaire de la déformation. Mais cette linéarité n'a pas lieu, lorsque les fils NiTi soumis à des cycles thermiques à contrainte constante passent par de la R-phase lors de leurs transformations directe et inverse [WUXD-00, EGOR-00].

La mesure de la résistance électrique nous permettra donc ici de vérifier l'état de la transformation lors du chauffage des fils, et donc de déterminer si la transformation martensite \rightarrow austénite a été complète.

III.2.3.b. Tests de contrôle de la transformation

Nous avons donc, lors des essais mécaniques précédents, mesuré la résistance électrique du fil éduqué choisi sous chargement mécanique constant, et chauffé par effet Joule à l'aide de différents courants. Nous superposons (fig. 4.32) les résultats des déplacements obtenus à chaque état d'équilibre pour deux courants différents, à ceux de la résistance électrique mesurée à l'état d'équilibre en haute température (état chauffé), ceci pour différents efforts de tension. On donne aussi pour indication la valeur de cette résistance 140 ms après le début de l'alimentation du fil en courant. Ceci permet de visualiser la résistance du matériau à un instant donné au cours de la transformation (dans le cas où celle-ci est suffisamment lente), c'est-à-dire lorsque l'AMF est composé d'un mélange de martensite et d'austénite.

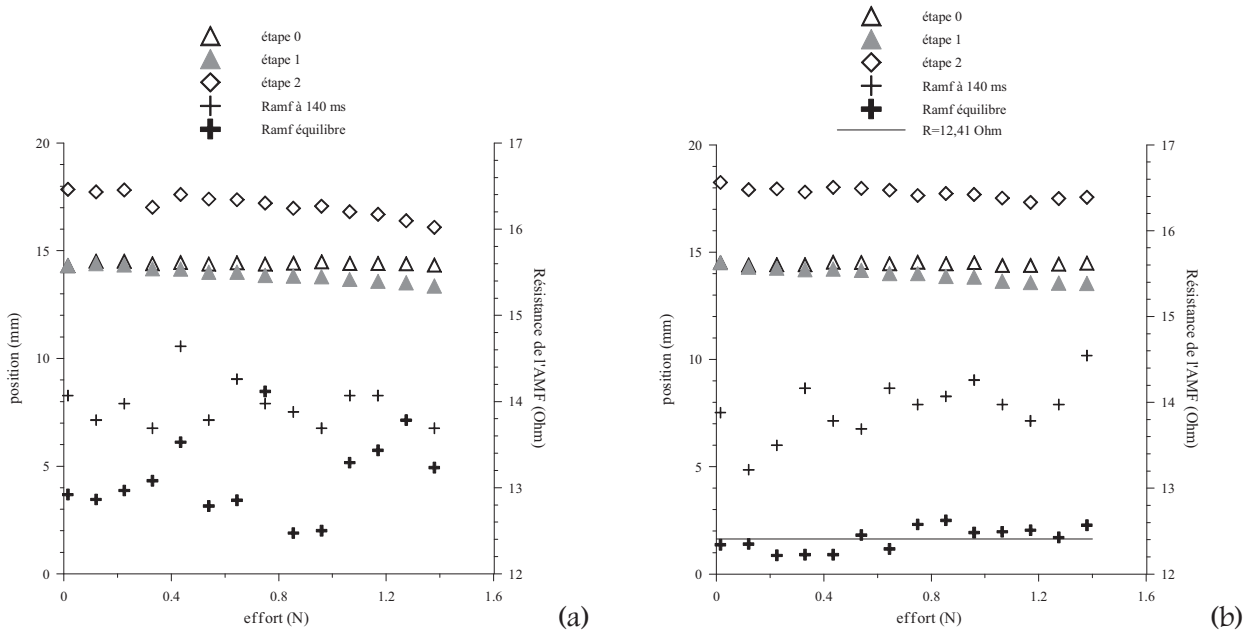


Figure 4.32. : Fil effet mémoire double sens : 165 mA (a) et 188 mA (contraction moyenne : 3,16 %) (b)

On observe (fig. 4.32.a) que pour un courant insuffisant pour atteindre la température de fin de transformation de phase austénitique quel que soit l'effort de tension, la résistance à l'état d'équilibre chauffé n'est pas constante. Ceci signifie que la transformation austénitique est incomplète, la résistivité équivalente plus grande semblant subir en effet la loi des mélanges. La dispersion des valeurs peut être due, elle, à l'estimation 'manuelle' de l'équilibre à haute température.

A l'opposé, pour un courant supérieur (fig. 4.32.b) à priori suffisant pour obtenir la transformation totale (au moins sous contrainte nulle), soit 188 mA, la valeur de résistance obtenue est pratiquement la même pour tous les cas de charge. On remarquera par ailleurs que la transformation n'est pas encore complète au bout de 140 ms, les valeurs de résistance mesurées à cet instant étant encore supérieures à celle de l'équilibre haute température. On recherchera donc, au paragraphe IV, un courant permettant une contraction plus rapide de l'actionneur.

La résistivité à haute température ρ_h (ρ_A si la transformation est totale) peut être calculée à partir de la résistance mesurée R_h et de la déformation ϵ (négative) obtenue par le chauffage :

$$\rho_h = R_h \cdot \frac{\pi d^2}{4L \cdot (1 + \epsilon)}$$

On pourra remarquer que la résistance mesurée à l'équilibre haute température, soit 12,4 Ω , correspond à la résistivité de la phase austénitique (on obtient une résistivité de $8,4 \cdot 10^{-7} \Omega \cdot m$). Ainsi est-on assuré qu'un courant de 188 mA permet une transformation complète, ce que semblaient annoncer les tests mécaniques réalisés, et ce pour toute valeur de contrainte.

Ainsi, nous avons pu vérifier que la mesure de la résistance permettait de contrôler si la transformation austénitique a été complète lors du chauffage, et que cette mesure est représentative du phénomène observé. Ceci sera réutilisé au paragraphe IV, pour valider la grandeur test, qui pourra être utilisée pour la mise en œuvre de la commande de l'actionneur puis du robot, afin d'éviter toute surchauffe du fil, et de pouvoir détecter toute anomalie. Il faudra cependant veiller à l'utilisation du même système d'acquisition, pour la phase de caractérisation électrique (mesure de la résistance seuil) et pour le contrôle en fonctionnement du fil AMF, afin d'assurer une exploitation correcte des mesures en vue de la commande en tout ou rien du module.

IV. MISE EN ŒUVRE

IV.1. ASPECTS LIES A LA COMMANDE

Dans le cas de fils travaillant en effet mémoire double sens assisté (mémoire de forme simple sens), il a été prouvé que l'utilisation d'un capteur de température peut permettre d'améliorer les performances dynamiques des actionneurs AMF par une boucle interne de température et donc une utilisation plus sûre de l'actionneur [BENZ-98].

Mais l'utilisation de capteurs pour le déplacement, l'effort, la température de l'AMF dans les actionneurs destinés à des systèmes de faible dimension ou pour évoluer dans des environnements confinés, peut poser un problème d'encombrement (impossibilité d'intégration du capteur par manque de place), et de liaison mécanique (nombre supplémentaire de fils d'alimentation ou de mesure reliant ces capteurs à l'extérieur ou à un système de contrôle).

Le but de nos travaux était donc de valider ou réfuter la possibilité de commander en boucle ouverte nos fils AMF à effet mémoire double sens (par un courant constant), en tout ou rien avec un contrôle sur la résistance pour déterminer l'arrêt de l'alimentation.

IV.1.1. Courbes de résistance lors de l'éducation d'alliages à mémoire de forme

Dans le cas d'un alliage de NiTiCu (mais aussi dans celui du NiTi), une relation linéaire sans hystérésis est observée entre la variation de la résistance électrique et la déformation pour les transformations directe et inverse, au bout d'un certain nombre de cycles thermiques (ici 14 cycles) sous charge constante (fig. 4.33.a). Cette relation peut être utilisée pour contrôler des actionneurs AMF en proportionnel.

En ce qui concerne notre application, une commande en tout ou rien est suffisante. Mais il nous est nécessaire de pouvoir relier le comportement thermomécanique des fils avec leur résistance électrique. Lors de cycles thermiques d'éducation à contrainte constante, les boucles (température ; déformation) montrent une saturation assez rapide avec le nombre de cycles (d'où un comportement thermomécanique stable) (fig. 4.33.b), mais pas les boucles (température ; variation de la résistance électrique) (fig. 4.33.c) [DEAR-99]. L'augmentation observée de la résistivité électrique peut être due à un changement de densité et à l'introduction de dislocations, caractéristiques du phénomène d'éducation. Cependant, les auteurs précisent que le décalage vertical des boucles de résistance devient négligeable pour un nombre de cycles beaucoup plus grand. Aussi, pourra-t-on supposer que l'éducation de fils de NiTiCu sera alors accomplie, les boucles de résistance étant stabilisées.

Pour les fils de NiTi éduqués choisis pour notre application, nous vérifions dans ce qui suit, d'une part si le choix de la résistance de l'AMF comme grandeur test de fin de transformation se révèle judicieux, comme les résultats du paragraphe précédent semblaient l'annoncer, et d'autre part si cette valeur montre une stabilité suffisante (qualité de l'éducation) nécessaire à un contrôle basique sur une valeur seuil de résistance de fin de transformation.

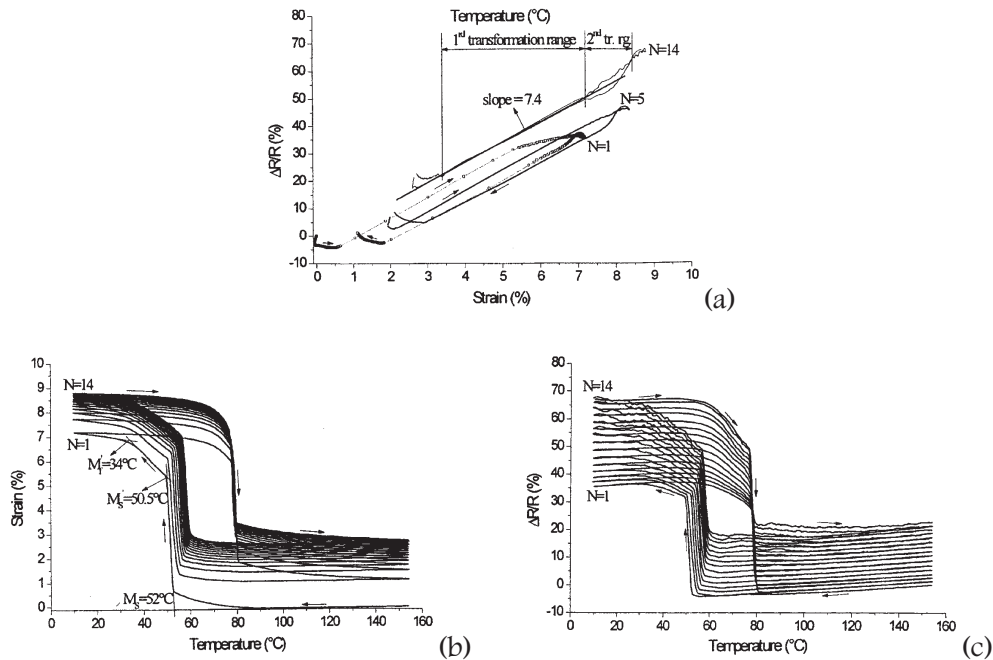


Figure 4.33. : Influence du nombre de cycles thermiques d'éducation à contrainte constante sur la relation linéaire entre la variation de résistance et la déformation (a), les boucles de déformation (température) (b), et de variation de résistance (température) (c) sous une contrainte de 175 MPa [DEAR-99]

IV.1.2. Validation du choix d'une grandeur test : Ramf

La courbe suivante (fig. 4.34) montre l'évolution de la résistance électrique du fil choisi lors du chauffage par effet Joule sous 188 mA, courant suffisant pour la transformation déterminé au paragraphe précédent. Les tests ont été réalisés pour un fil de longueur 120 mm, soumis à différentes tensions constantes (tests réalisés dans la partie précédente, où on ne montrait que la valeur finale et celle à 140 ms après la mise sous tension). Un filtrage (filtre passe bas) de période 19 est réalisé sur les valeurs acquises toutes les 50 ms.

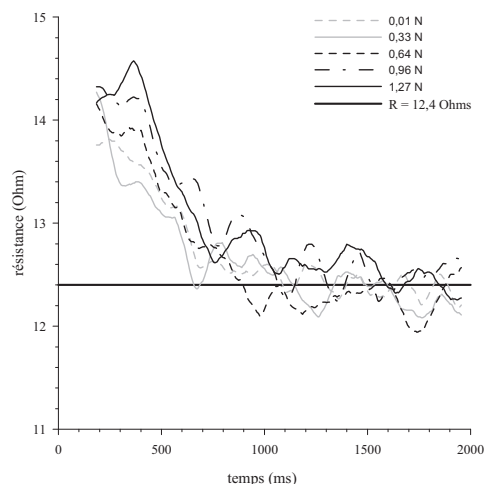


Figure 4.34. : Évolution de la résistance du fil éduqué (mémoire de forme double sens) de longueur 120 mm, alimenté sous 188 mA (fin de transformation supposée à $R=12,4 \Omega$) pour différentes valeurs de charge

On observe bien l'indépendance (due à l'éducation) de ces courbes de résistance avec l'effort de traction subit par le fil. De plus, les résultats semblent reproductibles, donc adaptés à une utilisation comme grandeur test tout au long du chauffage (on n'observe pas à priori le phénomène de décalage de résistance évoqué dans le paragraphe précédent, ce qui signifierait que l'éducation a bien été menée

jusqu'à saturation). En effet, la valeur de la résistance seuil correspondant à la résistance de fin de transformation austénitique est la même que lors des essais du paragraphe III.2.3.b, soit $12,4 \Omega$. On pourra aussi remarquer que la résistance moyenne au début du chauffage, soit $14,1 \Omega$ donne une valeur de résistivité de $9,5 \cdot 10^{-7} \Omega \cdot m$, elle aussi en concordance avec la valeur de la résistivité de la martensite mesurée par le LAB/LMARC ($\rho_M = 9,5 \cdot 10^{-7} \Omega \cdot m$). Ainsi, on peut vérifier que le matériau constituant les fils était bien en phase martensitique au début du chauffage. Ceci pourra être une caractéristique intéressante à exploiter pour le contrôle et la détermination expérimentale du temps de refroidissement des fils.

Une commande utilisant le contrôle de la résistance peut sembler être une solution moins bien adaptée à la transformation austénitique qu'une commande utilisant le contrôle de la température. Cependant, ni l'une ni l'autre ne sont à l'abri des modifications du matériau découlant de la fatigue (création de précipités, etc.).

A ce niveau de nos investigations, des tests de résistance sont nécessaires pour un fil monté sur la structure, car dans la configuration réelle, la contrainte subie par le fil n'est pas une contrainte de traction pure. De plus, elle est non constante lors du chauffage, et la longueur montée ne sera pas exactement de 120 mm (jeu de montage et de sertissage). Par ailleurs, les tests réalisés précédemment ont permis une estimation du courant minimal nécessaire pour atteindre la température de fin de transformation austénitique, mais sans contrainte de vitesse. Or la dynamique du chauffage est primordiale, et l'effet de cette dynamique sur la dynamique globale de l'actionneur devrait être étudié. Ainsi, des tests de courant d'alimentation pour faire varier la vitesse d'actionnement, et si possible influencer les caractéristiques dynamiques du module, sont indispensables. Ceux-ci doivent être réalisés en parallèle de tests de résistance électrique, pour détecter la fin de transformation.

IV.2. CHOIX FINAL DU COURANT

Le temps de contraction est directement lié au courant d'alimentation [SMAI-00, BENZ-98]. Les données constructeur sont indicatives, car elles dépendent fortement de la température ambiante, des courants d'air, du mode de refroidissement, de la conduction thermique des pièces voisines, etc. Les courants indiqués sont ceux qui peuvent être maintenus sans risque de surchauffe (qui peut conduire à une réduction de l'amplitude où même à la perte de l'effet mémoire de forme). Nous avons déterminé précédemment le courant minimal conduisant à la transformation complète martensite → austénite. Ce courant minimal, s'il ne risque pas de créer de surchauffe du fil par alimentation pendant un temps long, ne permet d'obtenir la transformation, d'après les courbes obtenues, qu'au bout de 1 à 2 secondes (suivant l'évolution ou les perturbations des conditions de convection).

Aussi, pour obtenir un temps d'actionnement plus faible, il convient d'augmenter ce courant (qui amènera donc le fil à la température de fin de transformation beaucoup plus vite, comme déjà mentionné), et ce courant peut à priori être augmenté tant qu'on le souhaite. En effet, la réponse en temps est fortement dépendante de l'amplitude du courant utilisé, du diamètre du fil, de la température ambiante et des efforts [WARA-93]. Ainsi, un fil NiTi de diamètre 600 μm (resp. 150 μm) requière un courant de 3,5 à 4 A (resp. 0,4) pour être actionné en 3 (resp. 1) secondes.

IV.2.1. Influence du courant sur le temps d'actionnement

La figure 4.35 montre l'influence du courant sur le temps d'actionnement d'un fil AMF monté sur un premier module. En parallèle, la manipulation a été filmée, et le basculement se produit dans tous les cas, mais d'autant plus rapidement que le courant est élevé. Il semble que cette augmentation

de la vitesse de transformation joue aussi sur les caractéristiques dynamiques du basculement du cadre, mais cette influence n'a pu être réellement quantifiée. Le courant de 265 mA est très intéressant en terme de vitesse de basculement du module, qui semble par ailleurs plus fiable pour une grande vitesse d'actionnement. Nous choisirons ce courant pour les manipulations suivantes, qui permet une contraction de l'AMF en moins d'une seconde sur un module à vide.

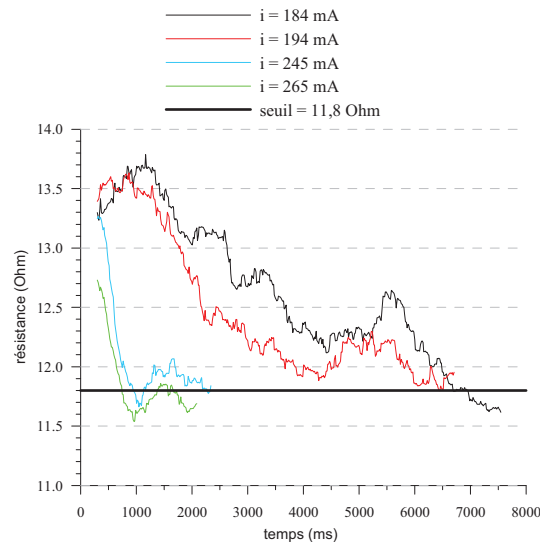


Figure 4.35. : *Influence du courant sur le temps de contraction (période d'acquisition 15 ms, filtrage sur 39 points)*

On remarquera que la valeur de résistance de fin de transformation (on stoppe manuellement l'alimentation et l'acquisition aussitôt après le basculement de la structure) est différente de celle évaluée dans le paragraphe précédent, ceci étant probablement dû conjointement à une différence des caractéristiques intrinsèques du morceau utilisé et à une longueur non égale à 120 mm (longueur difficilement contrôlable par le passage dans les perçages et les jeux de fonctionnement).

Il s'avérera donc indispensable de réaliser des tests d'ajustage du courant de chauffe et de détermination de la résistance de fin de transformation pour tous les fils (dont les caractéristiques thermomécaniques peuvent être légèrement différentes, même s'ils sont issus d'une même bobine) et tous les modules du robot, afin d'ajuster leurs caractéristiques de fonctionnement. Les résultats obtenus pourront ainsi permettre, au terme du développement de la commande de l'ensemble, de stopper le chauffage des fils à la fin de la transformation.

IV.2.2. Influence du déphasage lors de la mesure de résistance

Le maintien d'un courant important, au-delà de la fin de transformation austénitique, pourra produire une surchauffe qui peut être néfaste à la durée de vie, ou même à la qualité ou la conservation de l'effet mémoire double sens. Une augmentation importante du courant de chauffe nécessite donc un contrôle accru de la transformation, donc de la résistance, pour stopper l'alimentation dès que la transformation est atteinte. Ce contrôle devra prendre en compte le décalage temporel créé par les périodes d'acquisition et de filtrage utilisées, et/ou le courant définitif devra être choisi de manière à limiter la surchauffe dans les conditions d'acquisition et de filtrage choisies. Des essais réalisés sur un deuxième module à vide permettent d'évaluer l'influence du filtrage et de la période d'acquisition sur la détermination du temps de chauffe et du décalage temporel autorisé. Les courbes suivantes (fig. 4.36) montrent donc l'allure des courbes de résistances mesurées, pour différents essais dans les mêmes conditions, avec un courant choisi de 265 mA.

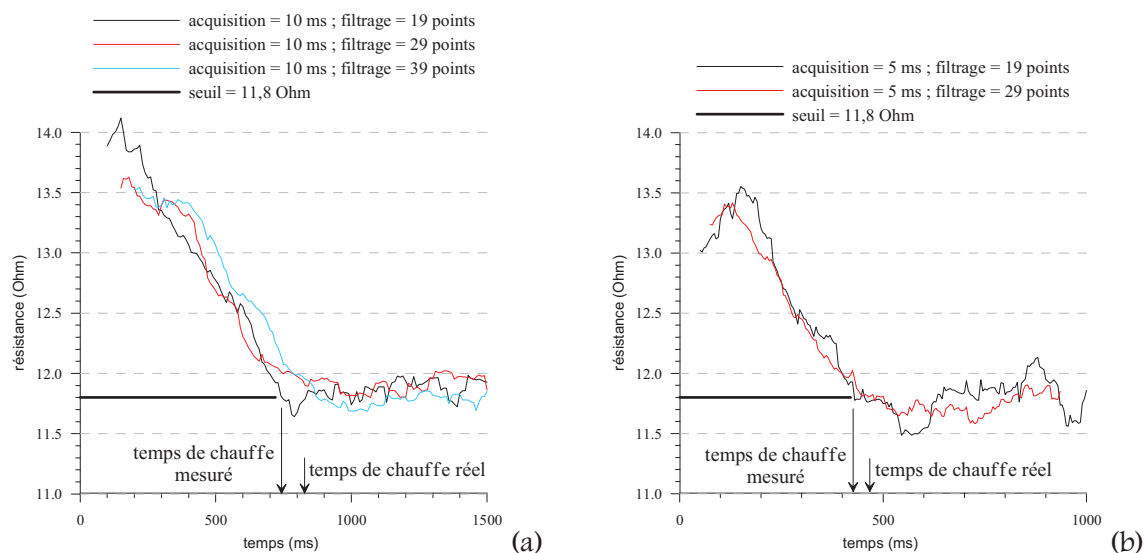


Figure 4.36. : Actionnement du module à vide (fil alimenté sous 265 mA) : influence du filtrage pour une période d’acquisition de 10 ms sur la forme du signal (a), et influence de la période d’acquisition sur le décalage temporel de l’information et le temps d’actionnement nécessaire (b)

On observe une bonne répétabilité des courbes de mesure (chaque courbe correspondant à un essai différent), et un seuil en résistance de fin de transformation qui est constant, et indépendant des essais et du filtrage. Cela dit, même si la période de filtrage semble n’influencer que le bruit sur les courbes, la période d’acquisition, elle, a beaucoup d’influence sur la détermination du temps minimal nécessaire de chauffe, car elle introduit un décalage temporel de la connaissance de l’état effectif du fil. Notons que ce déphasage noté Φ est fonction de la période d’acquisition τ et de la période de filtrage λ :

$$\Phi = \tau \times \frac{\lambda - 1}{2} = \text{temps de chauffe réel} - \text{temps de chauffe mesuré}$$

Le tableau 4.3 donne les valeurs de Φ pour les périodes d’acquisition et de filtrage utilisées lors des manipulations ci-dessus.

période d’acquisition τ (ms)	10			5	
période de filtrage λ (points)	19	29	39	19	29
décalage temporel Φ (ms)	90	140	190	45	70

Tableau 4.3. : Temps de surchauffe dû au décalage temporel engendré par la période de filtrage et la période d’acquisition de la résistance du fil AMF

Nous pourrions choisir dans un premier temps de réaliser l’acquisition de la valeur de la résistance toutes les 5 ms, avec un filtrage sur 19 points, qui donne un décalage temporel assez faible, et limite le bruit du signal. Ce choix nous montre que le fil AMF se contracte en moins d’une demi seconde, pour le basculement du module à vide. Cependant, le décalage temporel entre l’arrêt de l’alimentation lors de la mesure de la résistance seuil et l’instant réel de fin de transformation devra être minimisé afin de limiter toute surchauffe involontaire. Pour déterminer le déphasage acceptable, une estimation de la dynamique du chauffage de notre fil, dans les conditions réelles de fonctionnement (matériau employé, convection avec l’air ambiant et conduction le long du cadre polymère), devra être réalisée en fonction du courant d’alimentation utilisé. De plus, la température maximale du fil de NiTi devra rester inférieure à 135 °C (température maximale d’utilisation du polycarbonate).

D’après [WARA-93], un meilleur contrôle et un chauffage plus uniforme sont possibles en utilisant un courant d’amplitude constante, mais dont la largeur des créneaux varie pour contrôler l’énergie fournie. Ainsi, le rapport de cycle doit être grand pour actionner vite le fil, et réduit ensuite,

après que la température d'actionnement ait été atteinte, pour la maintenir tant que le système doit être actionné. Ceci pourra être évalué lors du développement futur de la commande.

IV.3. TEST DE VALIDATION DU FONCTIONNEMENT DU MODULE INSTRUMENTE EN CHARGE

Un test de validation de l'actionnement du module instrumenté a été effectué (avec un courant d'alimentation de 265 mA) sur un nouveau banc d'alimentation, pour vérifier si les effets dynamiques permettent un fonctionnement en charge, même si les études mécaniques en quasi-statique semblaient le réfuter (du moins, ne l'assuraient pas). Le test effectué concernait le chargement extrême de la structure en configuration de traction avec $n=3$. Il s'est avéré que la structure bascule effectivement, mais bien moins vite que pour le module à vide d'efforts parasites. Ceci ne semble pas dû au fil AMF qui se tend toujours aussi vite (mais cela devrait être vérifié avec une mesure de résistance, ce qui n'a pas été fait), mais plutôt à la structure qui n'est pas très efficace en dynamique. Cela fonctionne néanmoins. Ainsi, le fonctionnement du futur robot de cinq modules semble-t-il envisageable dans un tube vertical, avec tous les cycles présentés (efforts parasites jusqu'à $n=3$).

IV.4. REFROIDISSEMENT

En ce qui concerne le refroidissement, celui obtenu par conduction ou convection naturelle est le plus simple à mettre en œuvre, mais aussi le plus lent (fig. 4.37). C'est cependant celui que nous avons choisi dans un premier temps, car le refroidissement des fils n'est pas pour l'instant le paramètre limitatif quant à la vitesse de notre robot. En effet, nous venons de voir que les caractéristiques dynamiques du module (vitesse de basculement du cadre élastique) étaient fortement dépendantes des efforts d'interaction module-module appliqués. Ainsi, tant que les caractéristiques dynamiques du module n'auront été quantifiées, et améliorées en terme de vitesse, un refroidissement plus rapide des fils sera superflu. Remarquons enfin que les cycles de locomotion utilisés ne nécessitant pas l'actionnement des fils de chaque module à chaque étape de locomotion, un temps de repos 'forcé' permet un refroidissement en temps masqué des fils venant d'être actionné. Une étude détaillée des délais engendrés est actuellement en cours au laboratoire.

Si cela s'avérait nécessaire lors de développements ultérieurs, le temps de refroidissement pourrait être diminué en augmentant la surface d'échange avec le milieu extérieur, ou en utilisant des AMF à hautes températures de transition [VANH-99], dans la limite de la température acceptable pour le cadre en polycarbonate. D'autres solutions peuvent être mises en œuvre comme la convection forcée [NAKA-95], l'utilisation de circuits de refroidissement [IKUT-88] ou l'effet Peltier [BHAT-95, ABAD-99].

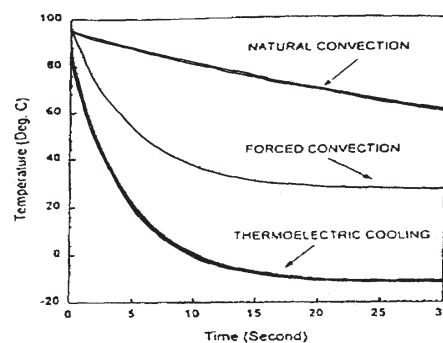


Figure 4.37. : Comparaison de différents modes de refroidissement [BHAT-95]

V. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Le premier prototype du module de locomotion a donc été réalisé par usinage, en alliage d'aluminium, en ce qui concerne le squelette, et en polycarbonate, pour ce qui est du cadre élastique. Cette technique devrait permettre la réalisation d'un module de $10 \times 10 \text{ mm}^2$, dans un avenir proche.

La recherche du couple effort-déplacement nécessaire au basculement du cadre par actionnement longitudinal a été effectuée expérimentalement. Le banc développé n'a permis d'obtenir le basculement total du cadre que dans certains cas (prise d'appui et perte de contact sous charge). Dans les autres cas (traction et poussée sous charge), qui sont des configurations extrêmes en terme d'interaction module-module, on n'a pu accéder qu'au couple effort-déplacement permettant un basculement partiel du cadre (limitation du dispositif de caractérisation). Les résultats montrent néanmoins peu d'influence de la valeur de ces efforts jusqu'à l'atteinte de la première instabilité. Le déplacement actionneur obtenu est d'environ 1 mm (ce qui correspond à un taux de contraction de 3,3 %), si l'on considère une proportion nécessaire au rattrapage des jeux de montage des fils sur le module. La dissymétrie due à l'implantation des futurs fils AMF cause une dissymétrie des efforts de tension atteints pour amorcer le basculement (de 0,3 N à 1 N suivant le côté considéré). Ces faibles efforts dus à la souplesse de la structure empêchent l'utilisation de fils AMF à effet mémoire simple sens, la précontrainte nécessaire à l'orientation de la martensite ne pouvant être obtenue. Ainsi, compte tenu de l'effort de traction maximal à fournir, et du résultat précédent, notre choix s'est fixé sur un fil de diamètre 100 μm , éduqué pour fonctionner en effet mémoire double sens, avec un taux de contraction de 3 %.

Ensuite, le courant minimal nécessaire au chauffage du fil par effet Joule, permettant d'atteindre la température de fin de transformation de phase sous différentes charges, a été déterminé sur des fils hors module. Il s'avère qu'un courant de 188 mA suffit, mais ne permet une contraction totale qu'environ 1 seconde. Un actionnement plus rapide peut être obtenu en augmentant le courant d'alimentation, mais cela nécessite d'être prudent, afin d'éviter toute surchauffe néfaste pour le fil éduqué, mais surtout pour le cadre élastique, dont la température maximale d'utilisation est limitée à 135 °C. Il est donc nécessaire d'utiliser une grandeur de contrôle de la fin de transformation. Cette grandeur sera la résistance électrique de l'AMF (directement liée à la résistivité, qui permet de renseigner sur la phase du matériau). En effet, différents essais ont montré que la résistance seuil de transformation est stable, et indépendante de la charge mécanique appliquée. Enfin, la mesure de la résistance au cours du chauffage nous permet aussi d'évaluer le temps nécessaire à la transformation de phase. Ainsi, un courant de 265 mA permet la contraction du fil en moins d'une demi-seconde, et pour un basculement rapide du module locomoteur à vide d'efforts d'interaction. Mais on observe que pour le cas extrême de la traction sous charge (avec $n=3$) le basculement de la structure est moins rapide.

De nombreux tests sont encore à réaliser, en particulier sur le module instrumenté et soumis à des charges parasites, afin de déterminer le courant d'alimentation idéal pour un chauffage suffisamment rapide, tout en prenant en compte le décalage temporel acceptable en terme de température (ou son dual en terme de temps). Il sera pour cela nécessaire de définir ou de déterminer clairement les conditions d'acquisition et de traitement de la donnée 'résistance' en vue de son utilisation dans l'algorithme de contrôle de l'alimentation tout ou rien des fils actionneurs.

« L'expérience est le nom que chacun donne à ses erreurs »

Oscar Wilde

Chapitre 5

PERFORMANCES DU MODULE DE LOCOMOTION DEVELOPPE

*« C'est surtout ce qu'on ne comprend pas qu'on explique »
Jules Barbey d'Aurevilly*

Nous venons de présenter les différentes étapes qui ont permis une première mise au point du module locomoteur. Nous avons vu que le basculement fiable du module dépendait fortement des caractéristiques dynamiques du cadre élastique. Alors que de nombreuses études sont encore nécessaires en ce qui concerne la phase de basculement du cadre par l'actionnement des fils AMF, nous évaluons dans ce chapitre les performances statiques du module.

Ainsi, nous étudions expérimentalement la stabilité des configurations d'équilibre du module. Nous évaluons par ailleurs, à l'aide du modèle aux éléments finis développé au chapitre 3, l'allonge et le raccourcissement des modules suivant les efforts d'interaction rencontrés lors de la locomotion dans un tube vertical. Enfin, nous étudions expérimentalement le comportement des modules au contact avec le tube. Nous évaluons à l'aide des résultats obtenus les possibilités de maintien du futur robot dans un tube vertical, ainsi que les possibilités de charge embarquée.

I. INTERACTIONS ENTRE LES MODULES

I.1. ETUDE DE LA STABILITE DES CONFIGURATIONS

Cette partie traite de la mise en évidence du basculement intempestif de la structure, par des sollicitations transversales parasites. Ce basculement involontaire du cadre flexible, qui a été évoqué au chapitre 2, est dangereux et donc à éviter, car il rendra le fonctionnement du robot impossible. Cela dit, il ne se produit que pour un certain niveau de sollicitations, que nous déterminons ici.

I.1.1. Description du banc

Afin d'étudier la sensibilité de la structure aux charges parasites apparaissant lors du fonctionnement dans un tube vertical, nous avons réutilisé une partie du banc de manipulation décrit au chapitre précédent, à savoir le dispositif permettant d'appliquer des charges parasites, de norme et d'orientation adéquate, dans une direction transversale aux côtés considérés. Ainsi, nous avons recherché pour quels efforts d'interaction module-module, le cadre flexible bascule naturellement, c'est à dire sans qu'on ne l'actionne. On pourra éventuellement comparer ce résultat à l'effort de basculement sur la courbe d'actionnement transversal donnée au chapitre 4 (même si dans ce cas le chargement est symétrique, ce qui n'est pas le cas ici). Cette présente étude revient à déterminer le nombre maximal de modules pouvant à priori constituer le robot pour un fonctionnement dans un tube vertical, ou encore la charge maximale pouvant être suspendue au robot constitué de cinq modules, sans créer de basculement involontaire. Nous avons donc réalisé les chargements parasites schématisés figure 5.1, pour différentes valeurs croissantes de 'n'.

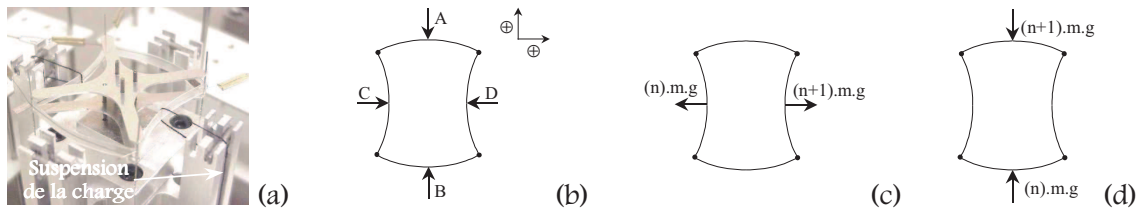


Figure 5.1. : *Dispositif de chargement transversal parasite (a), notations (b), module de contact soumis à la traction (c) et module d'allonge soumis à la compression (d)*

I.1.2. Tests

Il s'avère à l'issue des tests que la structure bascule seule dans son état d'équilibre symétrique pour $n=16$, que ce soit pour le module de contact ou le module d'allonge. En fait, l'équilibre devient instable dès $n=15$ (ce qui correspond à $B=-C=191$ mN et $A=-D=204$ mN), mais les frottements aux pivots empêchent quelques fois le basculement, alors que pour $n=14$, la structure ne bascule pas seule.

Ainsi, si l'on impose un minimum de deux modules en appui à chaque étape de locomotion, le robot pourrait être constitué d'un maximum de 17 modules. Il va de soit que si ce résultat statique assure la stabilité de chaque configuration pour $n < 15$, il n'assure pas que les caractéristiques mécaniques dynamiques du cadre permettront le basculement du cadre (en traction et poussée) sous de tels efforts d'interaction, lors de son fonctionnement en tant que partie du robot. Cela nécessiterait une étude détaillée pour ces charges parasites, en utilisant un module instrumenté en AMF.

I.1.3. Validité du modèle aux éléments finis

Ces résultats peuvent être comparés aux résultats du modèle éléments finis pour un chargement pur en efforts. Ainsi, dans le cas de la traction, pour des efforts (dissymétriques) correspondant à $n=14$ (179 mN et 191 mN), la résolution éléments finis donne un résultat en ce sens. Par contre, pour $n=15$ (191 mN et 204 mN), le programme ne converge pas. De même, dans le cas de la compression, si le programme converge effectivement pour $n=14$, il diverge pour $n=15$. Ceci confirme les résultats observés expérimentalement ; le modèle aux éléments finis semble donc valide. Le faible écart observé pour $n=15$ est sûrement dû au frottement sur les tiges de déport permettant d'utiliser la gravité pour générer les efforts d'interaction, si ce n'est le frottement aux pivots.

Si l'on reprend les résultats obtenus au chapitre 4, paragraphe II.2. où le chargement équivalent en effort est alors sensé être symétrique ($A=-B$), on observait un effort actionneur de 190 mN à l'aide du programme éléments finis et 80 mN expérimentalement. Rappelons que dans ce cas le chargement avait lieu par déplacement imposé, et non par application d'un effort. La différence entre modélisation et expérience avait été expliquée par l'apparition de phases d'équilibre intermédiaires issues d'une dissymétrie. On peut assurer ici à l'aide des résultats obtenus ci-dessus, à savoir la correspondance entre le modèle et l'expérimental en ce qui concerne les efforts créant le basculement, que cette dissymétrie était probablement majoritairement due à une mauvaise application du déplacement imposé (système mécanique imparfait, mauvais alignement des point de chargement, etc.).

Or, le positionnement d'un module d'appui dans le tube peut en réalité ne pas être parfait : il suffit d'un mésalignement du module avec l'axe du tube avant la prise d'appui, mésalignement dû par exemple à l'élasticité de l'ensemble (module + liaison intermodule). Le banc de chargement transversal développé, de par ses défauts de chargement mécanique, permet donc d'accéder à des résultats plus proches de la réalité, et en l'occurrence de fournir un intervalle de sécurité plus sévère, donc de fonctionnement plus sûr. C'est ce que l'on pourra utiliser dans l'étude du contact avec le tube (paramètre de serrage).

I.2. ETUDE DU COMPORTEMENT ELASTIQUE DE LA STRUCTURE

Le modèle aux éléments finis développé peut donc permettre de prédire les caractéristiques élastiques du module (structure seule, puisque les fils AMF ne sont pas tendus le long des côtés), en ce qui concerne l'équilibre des modules d'allonge ou de contact subissant de la traction ou de la poussée à cause des autres modules, c'est à dire prédire l'allongement ou le rétrécissement du module sous les efforts d'interaction. On pourra tenter de comparer une partie de ces résultats, avec ceux obtenus expérimentalement lors de l'étude du contact, en vertu de l'équivalence (déplacement \leftrightarrow effort).

I.2.1. Module d'allonge

Nous avons donc calculé à l'aide du modèle l'allonge (resp. le raccourcissement) d'un module d'allonge soumis aux efforts d'interaction de traction (resp. de poussée) susceptibles d'être rencontrés lors de son fonctionnement dans le robot constitué de cinq modules (fig. 5.2).

Les résultats obtenus sont représentés sur la figure 5.3. On observe que le module est plus sensible à la poussée. Or, si $n=3$, cela signifie qu'il y a en tout quatre modules en phase d'allonge à la suite. Ainsi, les variations de longueur de ceux-ci se cumulent-elles pour arriver à un allongement global, entre les deux points extrêmes de liaison, de 0,21 mm s'ils sont suspendus, ou un raccourcissement de 0,27 mm s'ils sont empilés.

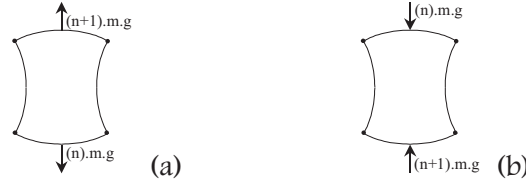


Figure 5.2. : Cas de chargement étudiés sur un module d'allonge : traction (a) et poussée (b)

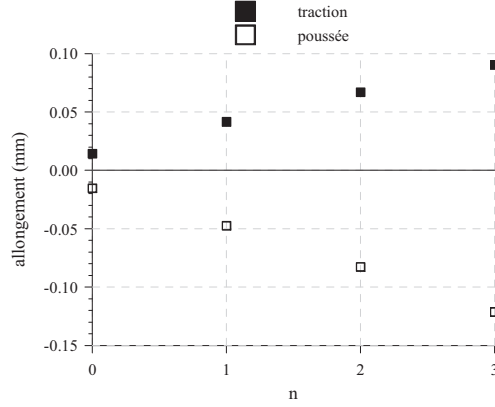


Figure 5.3. : Allongement (resp. raccourcissement) d'un module d'allonge soumis à des efforts de traction (resp. poussée)

Par l'analyse des courbes issues de la manipulation de contact à vide, on obtient des valeurs expérimentales approchées (car dans ce cas les efforts associés sont égaux) du raccourcissement dans le cas de la poussée. Ainsi, pour $n=3$, l'effort approximatif qui serait de 45 mN correspond à un raccourcissement d'environ 0,3 mm, soit plus du double de ce que prédit le modèle théorique. Mais il est vrai que le chargement en déplacement imposé montre une grande différence avec les prédictions du modèle à cause des phases intermédiaires dues à une déformée fortement non symétrique. Une mesure de l'allongement et du raccourcissement sous charges réelles (et non par déplacement imposé) pourrait être réalisée en utilisant par exemple une caméra CCD, pour être comparée aux résultats du modèle. Il est très probable que les résultats seraient différents de ceux obtenus par déplacement imposé, notamment d'après les observations faites lors de l'étude de stabilité, la structure ne se déformant pas autant que semble le prédire la manipulation en déplacement imposé.

I.2.2. Module de contact

I.2.2.a. Paramètre de serrage

Pour un tube de diamètre donné, et notre module actuel, le déplacement à imposer que ce soit par éléments finis ou lors des manipulations ultérieures serait dépendant soit de la longueur des pattes guide-fils, si on en utilise, soit de la longueur de l'embout d'adhérence. Pour s'affranchir de ce paramètre, on définira un paramètre de serrage 's' comme suit, où Θ est le diamètre intérieur du tube, y_0 la valeur de la flèche sans serrage et l_p la longueur de la patte ou de l'embout d'adhérence (fig. 5.4). 's' correspondra donc au serrage vu d'un côté du module, $2s$ étant le serrage auquel le module est soumis (on étudiera seulement le contact dans un tube vertical et le serrage sera supposé symétrique). Les pattes étant supposées rigides (et de longueur fixe), 's' correspondra donc au déplacement imposé du milieu du côté en contact référencé à la flèche initiale y_0 .

$$s = x_a + y_0 + l_p - \frac{\Theta}{2} = y_0 - y$$

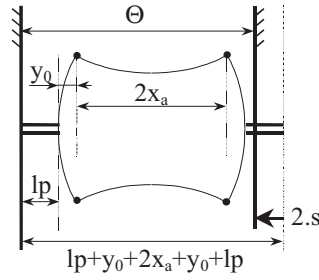


Figure 5.4. : Définition du paramètre de serrage 's'

1.2.2.b. Caractéristique de contact

Les courbes (fig. 5.5) ont été obtenues à l'aide du programme 'Chac2' (déplacement imposé de deux côtés en vis-à-vis). Elles donnent la caractéristique de contact qui relie le serrage imposé au cadre à l'effort de réaction résultant. Différents cas de chargement ont été réalisés, et correspondent à un chargement purement de traction ou purement de poussée. Ils seront précisés au paragraphe II. Ces courbes permettent donc pour un serrage choisi d'estimer l'effort normal au contact.

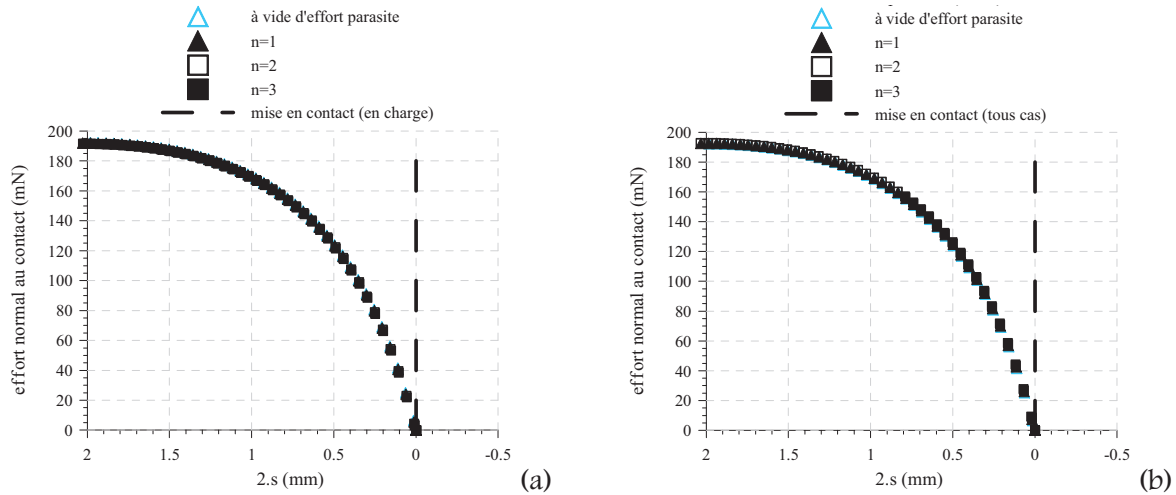


Figure 5.5. : Caractéristiques théoriques de contact dans le cas de la traction (a) et de la poussée (b)

1.2.2.c. Efforts tangentiels au contact

Dans le cas de l'étude des caractéristiques élastiques d'un module de contact, l'application d'un effort tangentiel aux points de contact doit être en toute rigueur prise en compte. En effet, dans un tube vertical, lorsque le robot est en phase de maintien, chaque module d'appui est sujet à des efforts normaux au contact résultant du serrage, ainsi qu'à des efforts tangentiels résultant des efforts inter-modules appliqués et du poids propre du module. Le serrage dans le tube ne peut donc pas être modélisé par un déplacement imposé, car dans ce cas notre modèle n'autorise pas l'excentration naturelle des points de contact par rapport à l'axe de symétrie du squelette. Le seul moyen d'accéder à la déformée exacte du cadre élastique, et donc à l'allongement ou au raccourcissement du module dans l'axe du robot, est donc l'application d'efforts de contact conduisant au serrage effectif du module dans le tube. Un cas modélisé sur éléments finis ne sera donc valide dans notre cas que si après résolution, il y a équilibre des torseurs des efforts extérieurs sur le module (les efforts aux pivots étant considérés comme des efforts intérieurs). Ceci sera réalisé comme illustré figure 5.6 à l'aide du programme 'Chac0-frot' (application d'efforts).

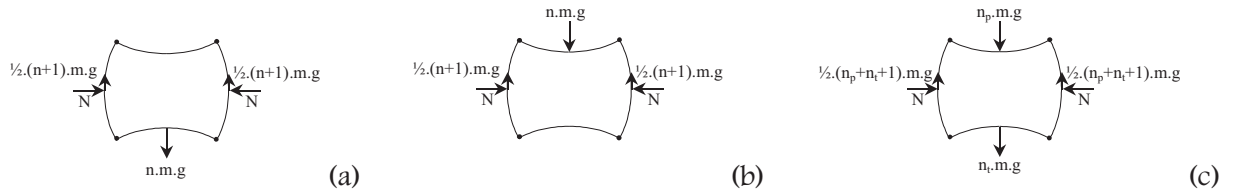


Figure 5.6. : Cas étudiés sur un module de contact : ‘traction pure’ (a), ‘poussée pure’ (b), ‘chargement mixte’ (c)

I.2.2.d. Estimation de l’allongement

Nous avons choisi d’appliquer un effort normal au contact de 125 mN (qui correspond à un paramètre de serrage ‘2s’, à vide d’efforts inter-modules et d’effort tangentiel au contact, de 0,5 mm), afin de ne pas se situer trop près du maximum local de la caractéristique de contact, ni de la zone de faible serrage, où la moindre variation de ce paramètre peut entraîner une variation non négligeable de l’effort normal au contact. Les résultats sont donnés figure 5.7.

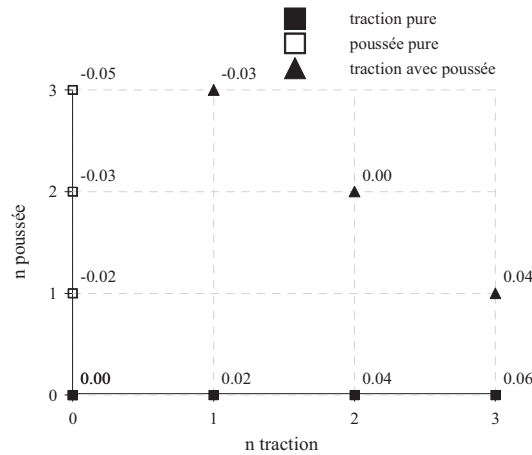


Figure 5.7. : Allongement entre points de liaisons d’un module d’appui soumis à des efforts d’interaction, obtenu pour un effort normal de 125 mN (qui correspond à un serrage à vide, sans effort tangentiel au contact de 0,5 mm) (éléments finis)

On observe que le module de contact est légèrement moins souple en compression qu’en traction. De plus, l’allongement observé du module de contact en ‘traction pure’ est environ deux fois plus faible que pour un module en phase d’allonge subissant de la traction. Ceci peut principalement s’expliquer par le fait que dans le cas du module d’allonge, deux côtés opposés sont soumis simultanément à des efforts, dont la différence vaut le poids du module (sauf pour $n=0$). La complaisance du module est donc du même ordre de grandeur que ce soit en ce qui concerne la phase d’allonge ou bien la phase d’appui. On remarquera cependant que l’application sur un module d’appui d’un chargement mixte permet pour un même état de charge, vu d’un côté choisi, de diminuer la variation de longueur entre liaisons.

I.2.2.e. Influence sur l’effort normal au contact

Tous les efforts qui s’appliquent sur le cadre élastique modifient sa forme. Ainsi, suivant le chargement auquel est soumis un module de contact (chargement qui varie tout au long d’un cycle de locomotion, car dépendant de la configuration d’équilibre du robot), l’effort au contact peut varier (pour un diamètre de tube constant). La figure 5.8 illustre ce propos. Ainsi, l’augmentation de l’effort de poussée a-t-elle pour conséquence une diminution du serrage pour l’effort normal donné, ce qui reviendrait à une augmentation de l’effort normal au contact pour un serrage fixé (fonction du diamètre du tube). Par contre, l’augmentation de l’effort de traction diminuerait l’effort normal au

contact. D'après les caractéristiques de contact théoriques, ces variations d'effort normal au contact seraient de l'ordre de 5 mN seulement ! Il s'agira de vérifier expérimentalement l'ordre de grandeur d'une variation de l'effort normal, ou d'éviter par des choix judicieux, que cette diminution de l'effort normal n'entraîne pas le glissement voire la chute du robot.

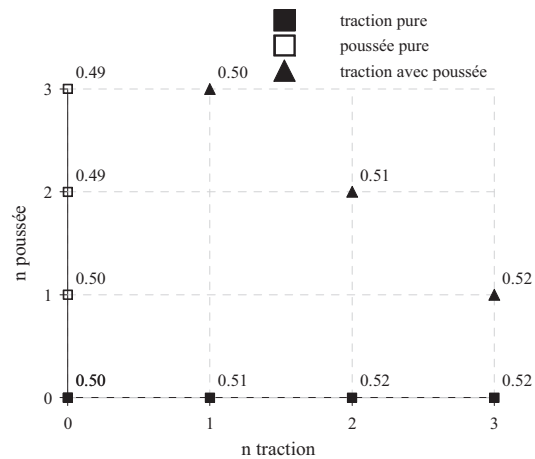


Figure 5.8. : Influence des efforts de traction, de poussée, et des efforts tangentiels au contact, sur le paramètre de serrage $2s$, obtenu pour un effort normal de 125 mN (qui correspond à un serrage à vide, sans effort tangentiel au contact de 0,5 mm) (éléments finis)

On pourra remarquer pour les deux figures précédentes une certaine continuité 'spatiale' de l'évolution des positions 'allongement' et 'serrage'.

II. ETUDE EXPERIMENTALE DU CONTACT AVEC LE TUBE

II.1. CHARGEMENT TRANSVERSAL PARTIEL DE LA STRUCTURE PAR SERRAGE

Afin d'étudier la caractéristique du contact serré entre le module et le tube inspecté, nous avons réalisé une série de tests. Ces tests tendent à simuler, par un déplacement relatif imposé des deux points du cadre élastique en contact avec la paroi, le serrage subit par le module lorsqu'il est inséré dans le tube. Ainsi, nous choisirons de mesurer l'effort normal au contact résultant, pour différentes valeurs de ce serrage.

L'étude du contact dans un tube horizontal nécessite la connaissance des efforts tranchants qui s'appliquent sur les côtés réalisant la liaison aux modules adjacents, efforts dus à ces modules qui peuvent être soit suspendus, soit en porte-à-faux. De plus, le poids du module intervient de façon directe sur les caractéristiques du contact, si la ligne des points de contact est proche de la verticale (cf. orientation relative des modules suivant l'axe du robot). Nous ne traiterons donc ici que le cas du robot en maintien dans un tube vertical.

II.1.1. Description du banc

Le but de la manipulation étant de mesurer l'effort normal au contact, résultant du serrage du module à l'intérieur du tube, il a fallu développer un banc permettant d'obtenir la courbe reliant l'effort normal au contact et le paramètre de serrage 's'. Le module dans sa configuration d'appui sera fixé au bâti par un des deux points correspondant au contact avec le tube (milieu du côté considéré), tandis qu'un déplacement transversal de l'extérieur vers l'intérieur sera appliqué au milieu du côté opposé, à l'aide d'une platine de déplacement micrométrique. Les incréments de déplacement imposés à la platine seront de 0,1 mm. Si on note 'p', la position de la platine à un incrément donné, et 'p_c' la position pour laquelle le contact est détecté (effort non nul), alors $p - p_c$ sera comparable à 2.s, à 0,1 mm près.

La caractéristique de contact étant définie pour un état statique du module, les tests consisteront en une succession d'états d'équilibre stable. L'effort mesuré par le capteur est l'effort de serrage, qui est résultant de l'équilibre de l'ensemble (squelette + cadre élastique) entre les deux points de pincement. Cet effort mesuré (projeté sur l'axe du capteur) est donc égal et opposé à l'effort de réaction du cadre élastique sur le bâti (fig. 5.9). Ainsi, pour chaque valeur de déplacement imposé, l'effort de réaction (effort normal au contact) sera mesuré à l'aide du capteur utilisé au chapitre 4.

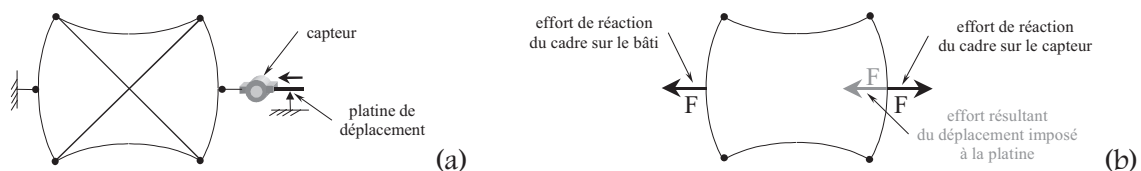


Figure 5.9. : *Mesure de l'effort normal au contact pour différentes valeurs du paramètre de serrage : dispositif (a) et principe (b)*

II.1.2. Mise en œuvre

II.1.2.a. Choix des appuis

Le module à caractériser sera positionné horizontalement sur le banc de manipulation, afin de s'affranchir des effets de la pesanteur sur les courbes de rigidité au contact (cf. mesure par le capteur non perturbée). Comme déjà mentionné au chapitre précédent, le point de contact mobile sera réalisé par un appui linéaire unilatéral adhérent, permettant ainsi la mise en contact aisée et sans perturbations, puis le maintien de celui-ci le long du chargement. Le point de contact fixe sera obtenu soit par une liaison bilatérale (mais susceptible d'être perturbatrice, car difficile de réalisation de qualité) (fig. 5.10), soit, dès que cela sera possible par une liaison unilatérale, car ce type de liaison est plus facile de réalisation. De plus, dans ce cas, le réglage du zéro du capteur est facilité, car il peut être réalisé à vide avant toute manipulation (rappelons que le capteur est utilisé en fonctionnement relatif ; du bon réglage du zéro au début de chaque manipulation dépend donc la validité des résultats). Ainsi, le capteur pourra-t-il détecter le contact, dès qu'il aura effectivement lieu.

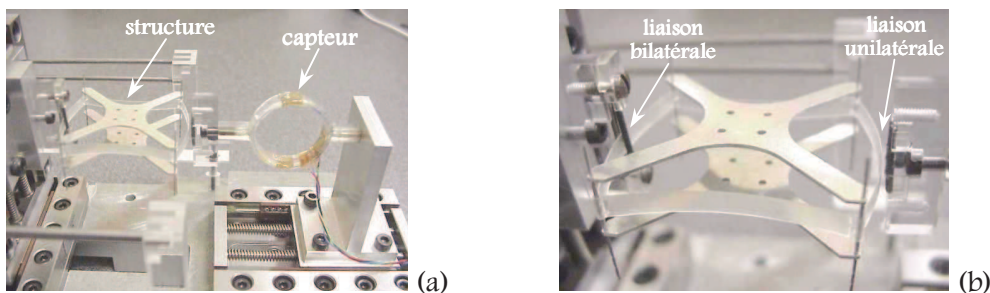


Figure 5.10. : Mise en contact unilatéral du module à vide sans charges stabilisatrices (a) et détail (b)

II.1.2.b. Application des chargements parasites

Les chargements parasites qui modélisent les interactions module-module seront obtenus en prenant avantage des effets de la pesanteur sur des éléments de masse réglable. Ici aussi, des tiges de déport seront utilisées pour orienter convenablement les efforts d'interaction simulés (fig. 5.11).

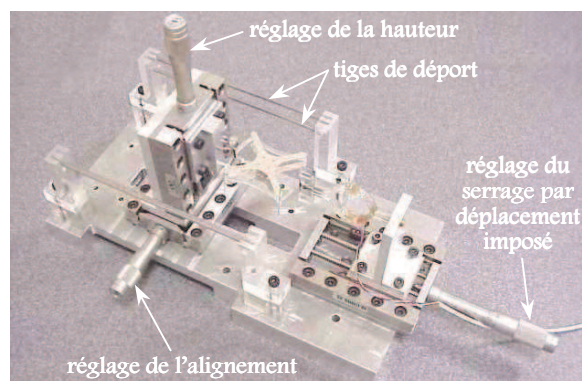


Figure 5.11. : Banc de chargement transversal (vue d'ensemble)

II.1.2.c. Utilisation de charges stabilisatrices

Les cas de chargement à étudier seront tous dissymétriques, c'est à dire que l'effort parasite ne sera appliqué à chaque fois que d'un seul côté du cadre élastique (conséquence de l'étude des étapes de contact des différents cycles locomoteurs). On n'a pas traité les cas de chargement mixte qui

apparaissent lors des transitions entre les étapes des cycles locomoteurs. On observe que ces cas mixtes ont une influence intermédiaire sur les caractéristiques déplacement-effort si l'on se réfère aux cartographies présentées dans la partie théorique précédente. De ce fait, l'application d'un effort stabilisateur sur le squelette, de norme identique mais de direction opposée à l'effort parasite, permettra de compenser la perte d'alignement que subirait le module avec l'axe du capteur et de la platine (fig. 5.12). L'horizontalité du module, que ce soit avant la mise en contact ou lors de la réalisation du serrage, sera aussi assurée. Cet effort stabilisateur sera ici aussi obtenu par l'utilisation d'une charge et des effets de la pesanteur (fig. 5.13). Dans le cas d'un module à vide d'efforts parasites, une charge stabilisatrice de part et d'autre du squelette permettra le maintien en position de celui-ci. C'est ce qui a d'ailleurs été effectué au chapitre précédent pour obtenir la courbe effort-déplacement actionneur dans le cas d'un positionnement transversal des fils AMF.

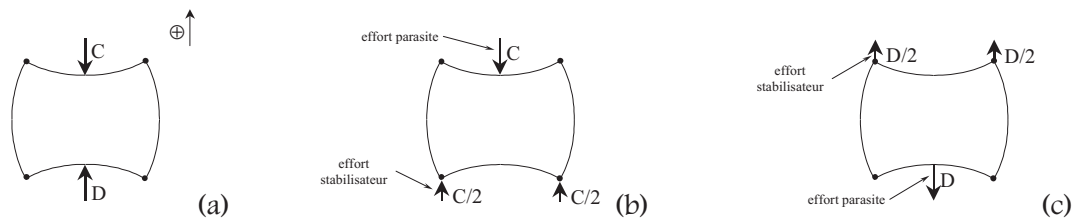


Figure 5.12. : Efforts parasites agissant lors du contact (a), stabilisation du module dans le cas de la poussée (b) et de la traction (c)

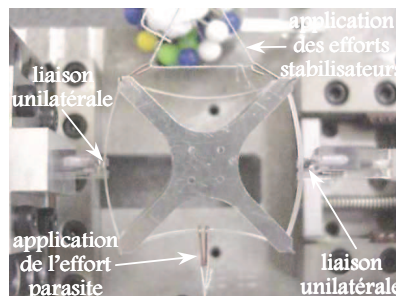


Figure 5.13. : Mise en contact par liaison unilatérale sous chargement transversal compensé (cas de la traction)

En règle générale, les efforts de stabilisation ne doivent pas être trop importants. En effet, le frottement engendré au niveau des tiges de départ ne doit, ni empêcher, ni limiter le déplacement naturel de corps rigide du squelette permettant l'équilibre en efforts du module entre les deux points de pincement. Pour vérifier l'insensibilité des futurs résultats aux charges stabilisatrices utilisées, on réalise un premier test sur le module à vide de charges parasites sans efforts stabilisateurs. On réalise ensuite le même test en utilisant une masse stabilisatrice de 4,8 grammes (resp. 9,6) de chaque côté du squelette. Dans chaque cas, la liaison du point fixe est bilatérale.

Le type de chargement réalisé ici est le même que dans l'étude du basculement de la structure par chargement transversal. La courbe effort-déplacement obtenue présente donc un maximum. Comme nous nous intéressons à la prise d'appui dans le tube, on ne mesurera la caractéristique de contact que jusqu'à la détection d'un premier maximum, car au-delà de faibles variations du diamètre du tube peuvent engendrer une déformée du cadre qui est instable, car fortement dissymétrique (passage par une déformée en 'S' d'un des côtés réalisant le contact).

Les tests ont été réalisés, ici aussi, sur un module d'entraxe de post-flambage de 29,24 mm. Les courbes obtenues sont les suivantes (fig. 5.14). Il s'ensuit que pour ne pas influencer les résultats, des efforts stabilisateurs de 47 mN par tige (ou côté du squelette) sont tout à fait acceptables. Or, il s'avère que les différents cas de chargement, pour lesquels on mesurera la caractéristique de contact, utilisent

tous des efforts stabilisateurs inférieurs à 47 mN (et dont la norme est égale à l'effort parasite appliqué). Les courbes mesurées seront donc insensibles à ces efforts stabilisateurs.

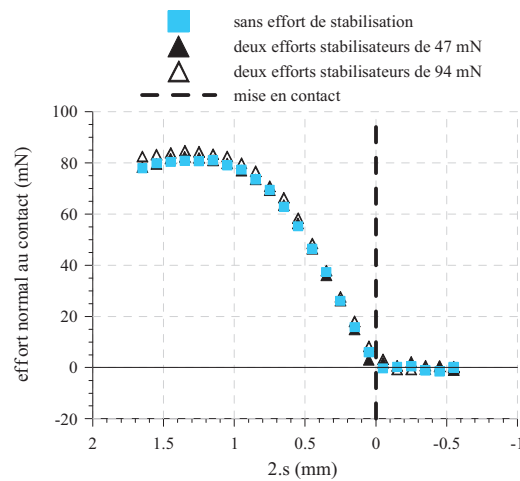


Figure 5.14. : Influence des efforts stabilisateurs sur la caractéristique de contact à vide

II.1.3. Courbe caractéristique du contact pour le module chargé

Le tableau 5.1 rappelle les chargements parasites susceptibles d'être rencontrés par le module de contact lors de son utilisation en tant que partie du robot constitué de cinq modules, dans un tube vertical, en phase d'équilibre statique. L'étude de la caractéristique de contact du module sera réalisée pour chacun de ces cas.

effort parasite	configuration de traction			configuration de poussée		
C	0	0	0	-m.g	-2.m.g	-3.m.g
D	-m.g	-2.m.g	-3.m.g	0	0	0

Tableau 5.1. : Cas de chargement parasite étudiés (cas d'un tube vertical)

Les figures suivantes (fig. 5.15) montrent les résultats obtenus pour la configuration de traction (a) et celle de poussée (b). Nous avons superposé les courbes caractéristiques du contact pour différents efforts parasites, avec la courbe obtenue pour un module à vide. Dans chaque cas étudié, les deux points de contact ne sont liés qu'unilatéralement avec le bâti et le capteur. Comme par calcul par éléments finis, on observe une quasi-indépendance de la caractéristique de contact avec les efforts parasites appliqués, ce qui est une propriété intéressante. En effet, si le cycle de locomotion choisi ne fait intervenir que des états d'équilibre statique où les efforts parasites subis par les modules de contact sont compris entre m.g et 3.m.g, l'effort de serrage dans le tube sera donc pratiquement constant tout au long de ce cycle (moins de 10 mN de variation), ce qui rend la prise de contact plus sûre. Ces variations extrêmes mesurées dans le cas de la poussée peuvent être dues à une moins bonne mesure, à cause par exemple d'une moins bonne réalisation des chargements parasite et stabilisateur (cf. passage des fils).

On remarque pourtant un léger décalage de la flèche initiale, ainsi qu'une raideur au contact légèrement plus grande, dans les cas chargés. Ceci peut être dû à la réalisation effective du chargement en déplacement et en efforts (défauts du montage, de positionnement, et du banc). En effet, le modèle aux éléments finis ne montre aucune influence des chargements parasites ni sur la caractéristique de contact, ni sur la flèche des côtés libres d'effort avant réalisation du contact (seulement 0,003 mm de variation calculée). Cependant, il se peut que dans un état de déformée dissymétrique, par exemple avec un côté se déformant presque en 'S', les charges parasites deviennent influentes. Ceci serait à vérifier.

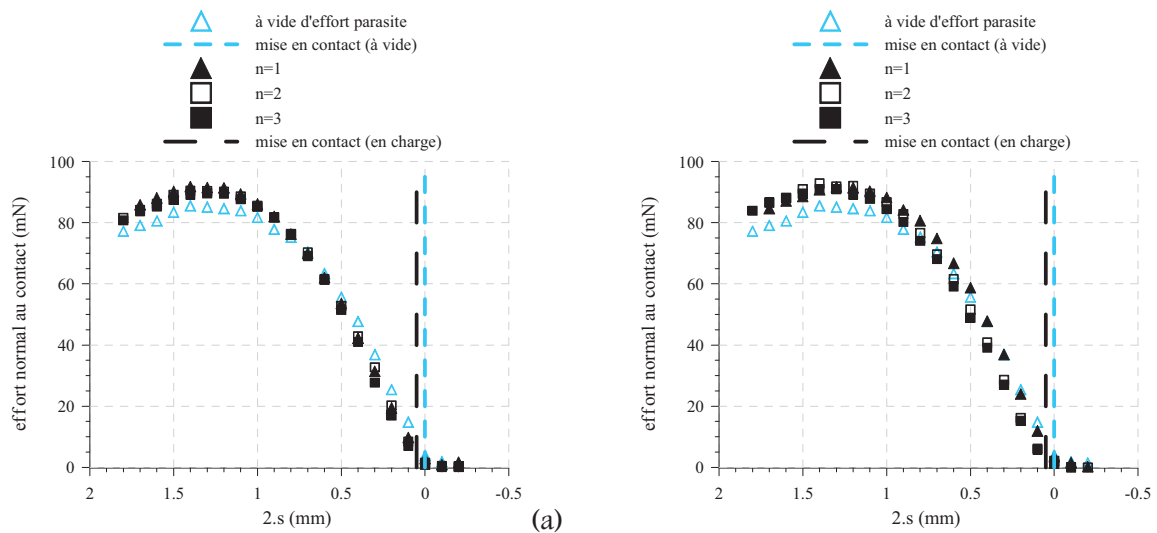


Figure 5.15. : *Caractéristiques expérimentales de contact dans le cas de la traction (a) et de la poussée (b)*

Si l'on superpose la caractéristique expérimentale de contact à vide à celle donnée par la résolution Eléments Finis (en supposant que le cadre se déforme symétriquement), on observe, comme au chapitre 4, une grande différence d'efforts (figure 5.16.a). Remarquons que le cadre élastique, comme dans le cas de la recherche du déplacement actionneur au chapitre précédent, ne se déforme pas symétriquement, mais qu'un des deux côtés en contact avec le bâti se déforme plus que l'autre. On peut penser que cette différence de souplesse peut être due à un défaut de fabrication (plus faible épaisseur de plaque de ce côté) conjugué à des jeux de montage au niveau des axes (d'où différence d'entraxes). Notre modèle ne peut donner des résultats de comparaison que si l'on suppose que les chargements imposés aux points de chargement sont centrés, et que la structure géométriquement parfaite se déforme symétriquement. Aussi, l'influence de l'épaisseur d'un côté ne peut-elle être considérée qu'en modifiant le modèle géométrique du cadre, et en réalisant un chargement purement mécanique (efforts et non déplacements imposés).

La figure 5.16.b montre l'influence de l'épaisseur du cadre sur la caractéristique de contact, pour un cadre symétrique. Celle-ci n'est cependant qu'indicative, car notre cadre ne se déforme pas symétriquement, ce qui peut montrer éventuellement une plus grande influence.

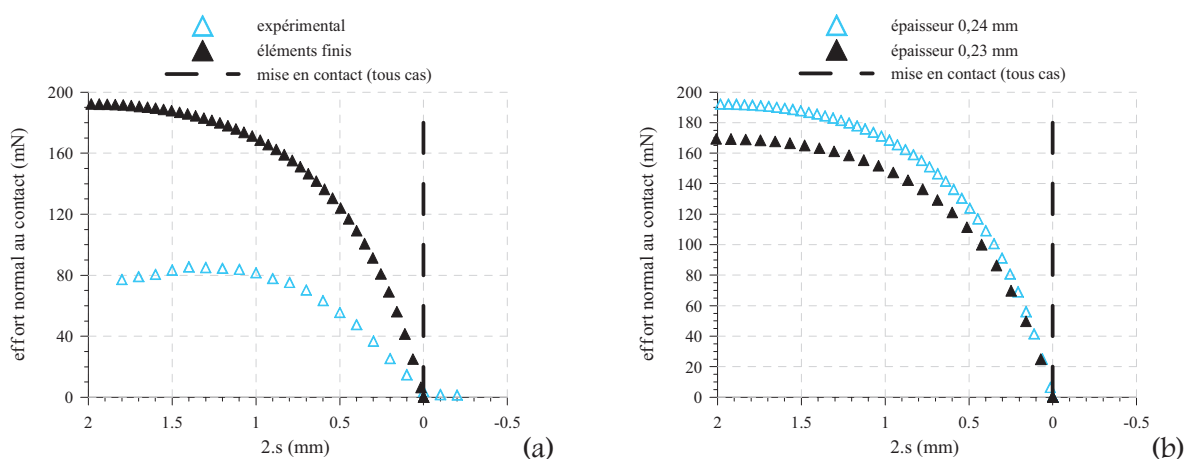


Figure 5.16. : *Comparaison de la caractéristique expérimentale de contact du module à vide avec le résultat éléments finis (a) et effets de l'épaisseur par éléments finis (b)*

II.2. CHOIX DU PARAMETRE DE SERRAGE

II.2.1. Remarque préliminaire

Dans l'étude des sollicitations rencontrées par les modules de contact, on s'est limité jusqu'à présent à celles agissant lors des états d'équilibre (phases statiques) du robot dans un tube vertical. Nous n'avons pas pris en compte les efforts d'interaction qui apparaissent uniquement lors des transitions entre les étapes. Aussi, dans ce cas, les sollicitations rencontrées sont plus variées, et l'on peut rencontrer tantôt des efforts de traction et de poussée simultanés (de norme identique ou non), tantôt des efforts uniquement en poussée ou uniquement en traction, mais avec un n pouvant alors atteindre la valeur 4. C'est pourquoi, d'autres manipulations devraient être réalisées pour étudier, dans ces cas, la caractéristique de contact. Les résultats obtenus pourraient alors éventuellement remettre en question le problème du contact sans glissement tel qu'il est abordé ci-après.

II.2.2. Étude du frottement

On se limite donc ici au cas $n=3$; on choisira donc d'utiliser des cycles où le nombre de modules de contact sera toujours supérieur ou égal à deux (y compris lors des phases de transition entre deux étapes). A l'aide des résultats expérimentaux obtenus précédemment, nous pouvons étudier les capacités de maintien d'un module de contact dans le cas d'un tube vertical, car c'est dans ce cas que le coefficient de frottement entre le module et le tube est le plus critique quant au fonctionnement sans glissement du robot.

Les efforts au contact peuvent être décomposés comme déjà évoqué précédemment en une composante normale et une composante tangentielle. Celles-ci sont représentées sur la figure 5.17 (si on suppose que l'embout de contact ou la patte guide-fils conservent une orientation normale à la paroi). Le coefficient de frottement est défini comme étant la tangente de l'angle que fait la résultante au contact avec la normale. Il convient de déterminer le coefficient de frottement minimal à réaliser entre le module et la paroi pour éviter le glissement au contact.

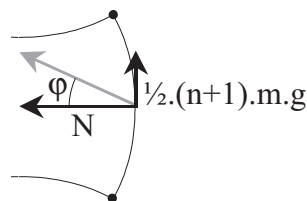


Figure 5.17. : Coefficient de frottement $f = \tan \varphi$

II.2.2.a. Coefficient de frottement minimal

Or, dans le cas de notre robot de cinq modules, l'effort tangentiel maximal pouvant être rencontré lors d'un cycle correspond sous les hypothèses formulées précédemment à $n=3$ (état intermédiaire apparaissant lors d'une transition), soit $T_{crit}=26$ mN. Ainsi, l'effort normal maximal pouvant être obtenu au contact étant de l'ordre de 80 mN (par réglage du paramètre de serrage '2s' à une valeur de 1 mm), le coefficient de frottement minimal qui peut permettre le maintien du robot dans un tube vertical vaut 0,33, d'après la relation suivante.

$$f = \tan \varphi = \frac{T}{N} \Rightarrow f_{min} = \frac{T_{crit}}{N_{max}}$$

Notons que le coefficient de frottement d'un polymère sur de l'acier est en moyenne de l'ordre de 0,5, et que celui d'un polymère sur un polymère d'environ 0,8. Ainsi, le robot peut-il être utilisé indifféremment dans des tubes de plastique ou d'acier, avec un paramètre de serrage '2s' de 1 mm (soit $s=0,5$ mm).

Si l'on considère maintenant un paramètre de serrage idéal '2s' de 0,5 mm (fonction des dimensions du tube et de l'embout d'adhérence), l'effort normal au contact sera, d'après les courbes expérimentales, de 50 mN. Ainsi, le coefficient de frottement entre le module et la paroi doit-il être au minimum de 0,5, pour le maintien de notre robot vide. On remarque que ce coefficient de frottement est de l'ordre de celui d'un plastique contre un métal. Dans ce cas, il pourra être nécessaire pour des raisons de sûreté d'utiliser un embout adhérent type caoutchouc, pour augmenter le coefficient de frottement.

II.2.2.b. Choix du paramètre de serrage

De cette façon, on peut, pour notre robot à vide, déterminer un domaine de choix du paramètre de serrage, garantissant son maintien dans le tube à explorer, en relation avec le coefficient de frottement existant entre le module (ou l'embout) et la paroi du tube. Ceci est représenté sur la figure 5.18. Mais ce type de courbe ne peut être tracé pour le cas de la charge maximale embarquée, car nécessite la connaissance de la caractéristique de contact en fonction des charges parasites résultantes de l'embarcation de charges supplémentaires (ce qui n'a pas été évalué lors de nos expérimentations).

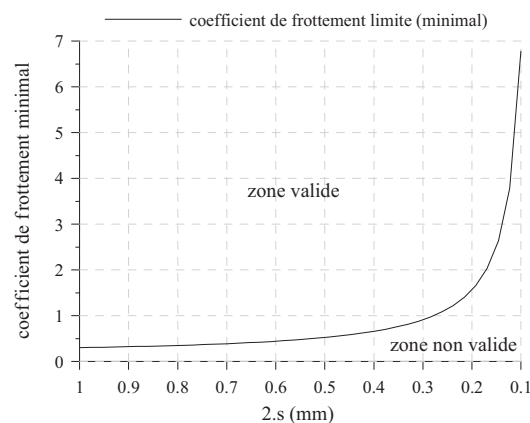


Figure 5.18. : Influence réciproque du paramètre de serrage sur le choix du coefficient de frottement entre le module et la paroi, pour l'utilisation du robot à vide dans un tube vertical, d'après les caractéristiques de contact expérimentales

II.2.2.c. Estimation de la charge pouvant être embarquée

Par ailleurs, si l'on considère un coefficient de frottement de 0,8 (mais on peut en obtenir un supérieur avec un embout type caoutchouc), avec un paramètre de serrage '2s' valant encore 1 mm, on peut déterminer la charge maximale pouvant être embarquée par le robot (si l'on suppose que la caractéristique de contact est indépendante des efforts d'interaction, ce qui n'a été vérifié que pour des efforts jusqu'à $n=3$). La force tangentielle au contact vaut alors 64 mN, ce qui permet une charge maximale embarquée de 76 mN, soit presque six fois la masse d'un module. Même s'il conviendra de vérifier si cette charge embarquée permet l'actionnement effectif des modules (dépend en fait de la répartition de cette charge embarquée sur les différents modules), on peut déjà remarquer qu'une telle charge embarquée ne devrait pas engendrer de basculement intempestif de la structure. La caractéristique au contact donnant l'effort normal au serrage doit elle aussi être mesurée (mais les conditions des tests dépendent de la répartition de cette charge embarquée sur les modules).

II.2.2.d. Influence des variations de diamètre du tube

On peut aussi porter l'attention sur l'influence du diamètre du tube. En effet, nous avons supposé que celui-ci était constant, mais pouvait néanmoins présenter de faibles variations de diamètre. Ces variations si elles existent, engendrent forcément une modification du paramètre de serrage ($\Delta s = -\frac{1}{2} \Delta \Theta$), ce qui peut causer un glissement du robot si le coefficient de frottement effectif était trop proche du coefficient limite, ou encore si le paramètre de serrage pris en compte auparavant se trouvait être trop proche de la limite de glissement. Ainsi, il conviendra de choisir le paramètre de serrage en conséquence (ce qui est à priori possible vu la largeur relative de la plage de variation acceptable du paramètre de serrage de notre module), ou de sur évaluer comme précédemment le coefficient de frottement. Remarquons que le coefficient de frottement n'est pas une propriété intrinsèque du ou des matériaux en présence. Aussi, des tests nombreux devront être réalisés.

En conclusion, l'intervalle de valeurs de serrage disponible est assez large ($2.s \in [0,1 ; 1,0]$ à priori), ce qui permettra un choix et une réalisation relativement faciles des dimensions à donner aux pattes guide-fils ou à l'embout d'adhérence, suivant le diamètre du tube à explorer. Cependant les variations possibles de 10 mN de l'effort normal au contact pour un même serrage (à cause des efforts parasites) devront être prises en compte lors du choix du paramètre de serrage, mais aussi lors de la recherche du coefficient de frottement idéal pour l'embout de contact.

III. CONCLUSION : PREDICTION DU COMPORTEMENT DU ROBOT LORS DE LA LOCOMOTION

Les résultats d'allongement et de raccourcissement sous charge mériteraient d'être estimés de manière expérimentale, car ce sont eux qui vont influencer sur les efforts internes (inconnues hyperstatiques inter-modules) apparaissant lors du fonctionnement. En effet, le calcul éléments finis nous donne déjà un allongement de l'ordre du $1/10^{\text{ème}}$ de millimètre suivant l'état de charge pour un module d'allonge, et de l'ordre du $1/20^{\text{ème}}$ de millimètre pour les modules de contact. L'utilisation d'une commande en boucle ouverte de position ne nous garantira donc pas une bonne précision de positionnement, et se révélera très complexe à évaluer, à cause de la souplesse non linéaire et non négligeable des différents modules constituant le robot, ses effets se cumulant. La position du robot à chaque instant devra donc être contrôlée à l'aide de dispositifs de localisation (ou de capteurs extéroceptifs).

La plage de choix du paramètre de serrage '2s', régissant le contact et le maintien dans un tube vertical, est assez large (de l'ordre de 1 mm), mais une attention particulière doit être portée au coefficient de frottement par l'intermédiaire du matériau réalisant l'interface robot-tube. La caractéristique au contact donnant l'effort normal en fonction du paramètre de serrage est indépendante des charges inter-modules présentes à chaque étape d'équilibre du robot (fonctionnement sans charge transportée), ce qui assure une certaine constance de l'effort normal au contact. Des considérations de similitude avec les résultats théoriques permettent de prédire un bon maintien du robot lors des phases intermédiaires de transition d'une étape statique à l'autre, où les modules de contact subissent simultanément des efforts parasites de traction et de poussée, notamment pour un paramètre de serrage 2s proche de 0,5 mm, et ce pour tous les cycles utilisant cinq modules. Par des considérations sur les coefficients de frottement approchés des contacts polymère - acier ou polymère - polymère, les résultats expérimentaux nous permettent de penser que notre robot à vide pourra prendre contact sans glissement dans un tube en acier ou en plastique, avec un paramètre de serrage 2s réglé à 0,5 mm (par les dimensions de l'embout de contact). Si par expérience le contact s'avérait glissant, on pourrait envisager d'utiliser un embout d'adhérence en élastomère, ou encore d'augmenter le paramètre de serrage. Néanmoins, les résultats expérimentaux, obtenus pour l'étude au contact, ne permettent pas de conclure si lors de la transition phase d'allonge - phase d'appui, le serrage qui sera choisi dans le tube permettra effectivement au module d'atteindre naturellement sa configuration de prise d'appui. Ceci nécessitera donc d'autres expérimentations.

Le basculement intempestif ne devrait pas apparaître lors du fonctionnement de notre robot constitué de cinq modules, à vide. La charge maximale qu'il pourrait tracter sans basculement involontaire serait donc de 178 mN (14 fois son propre poids). Mais les caractéristiques au contact sont plus limitantes que celles de non-basculement intempestif. Aussi, il semble que la charge maximale pouvant être embarquée se limite à 76 mN, soit environ six fois la masse d'un module. Cette charge pourrait néanmoins être augmentée par un gain de masse sur le squelette qui a été sur-dimensionné. Cependant, dans l'état actuel des choses, nous ne pouvons pas assurer le fonctionnement du robot dans un tube vertical avec une telle charge embarquée. En effet, il est nécessaire de vérifier expérimentalement les capacités de basculement des modules sous des charges supérieures (mais limitées à 76 mN) à celles déjà testées, qui étaient uniquement limitées au fonctionnement du robot vide.

Enfin, si l'on peut assurer le fonctionnement du robot vide dans un tube vertical avec un paramètre de serrage '2s' de 0,5 mm, et pour tout cycle de locomotion, on peut penser a priori (car on ne sait pas comment agissent les inconnues hyperstatiques) que le robot pourra aussi fonctionner dans un tube horizontal, compte tenu des caractéristiques de contact mesurées.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

*« Le savant n'est pas l'homme qui fournit les vraies réponses :
c'est celui qui pose les vraies questions »*

Claude Lévi-Strauss

Conclusion

Le travail présenté dans ce mémoire constitue une ébauche des différentes études nécessaires à la compréhension des phénomènes physiques rencontrés lors du développement d'un microrobot d'exploration intratubulaire inédit. Constitué de plusieurs modules locomoteurs identiques de conception nouvelle et originale, le futur microrobot devra inspecter des réseaux de tubes de faible diamètre (inférieur à 15 mm). Les études théoriques et expérimentales présentées ici ont concerné un prototype de module locomoteur de dimensions supérieures ($30 \times 30 \times 3 \text{ mm}^3$), dans le but de valider le principe de l'actionneur développé et le procédé de fabrication employé et d'étudier la faisabilité du robot de type 'lombric' composé de cinq de ces modules.

Une étude bibliographique, réalisée au chapitre premier, a permis de montrer les besoins industriels en exploration intratubulaire, dès lors que les diamètres des canalisations à inspecter se trouvent réduits à quelques millimètres. En effet, si pour l'exploration de tubes de grand diamètre (plusieurs dizaines de cm), les robots mobiles sont largement utilisés et répandus, l'inspection de tuyaux de faible diamètre (de quelques millimètres) privilégie la technique de l'endoscopie industrielle. Mais cette technique possède ses limites. En effet, le matériel utilisé possède une base fixe, située à l'extérieur de la canalisation. Ceci limite donc d'une part, la longueur de tuyau inspectée à la longueur de l'endoscope, et d'autre part, le milieu exploré à des tubes quasi-rectilignes mais surtout présentant peu de coudes. Aussi, l'exploration de réseaux complexes de tubes industriels de faible diamètre, de longueur importante et présentant des coudes et des bifurcations nécessite-t-elle l'utilisation de microrobots mobiles autonomes.

Nous avons ensuite dressé un état de l'art non exhaustif des principes actionneurs qui permettent une réduction d'échelle importante pour le développement de microrobots. Il s'avère alors que la démarche de miniaturisation classique (type 'top down') possède des limites dépendant non seulement des procédés de fabrication existants et des techniques d'assemblage disponibles, mais aussi des phénomènes physiques rencontrés, tels le frottement, qui deviennent non négligeables à très faible échelle. Pour minimiser ces problèmes, la prise en compte des contraintes dues au milieu et aux dimensions doit donc être effective dès le début de la conception des mécanismes. La diversité des principes actionneurs rencontrés permet de développer des microrobots adaptés à telle ou telle situation, et d'optimiser le fonctionnement de ceux-ci en privilégiant certains critères comme la vitesse de déplacement, les efforts de traction disponibles, le rendement énergétique, etc. En ce qui concerne les microrobots mobiles d'inspection intratubulaire, la plupart sont rigides et ne permettent pas d'explorer des réseaux de canalisation présentant des coudes et des bifurcations. De plus, rares sont les microrobots autonomes ne possédant pas de fil à la patte.

Pour pouvoir accéder à des tubes présentant des coudes et des bifurcations, la solution la plus adéquate nous a semblé être un microrobot polymodulaire. Le principe de locomotion retenu, présenté au chapitre 2, a alors été celui du lombric (type 'earthworm'). Il permet de constituer le robot de modules tous identiques, chacun permettant de réaliser successivement la prise d'appui et l'allonge locale permettant l'avance ou le recul dans le tube par actionnement judicieux des différents modules. Le futur microrobot sera constitué de cinq modules, ce qui permettra l'utilisation de différents cycles de locomotion privilégiant soit la stabilité soit le pas d'avance du robot, et facilitera le passage des bifurcations.

Le module de locomotion est constitué d'un cadre élastique en polycarbonate forcé en post-flambement par son montage sur une cage squelette rigide. Cette structure mécanique qui constitue le corps du robot mais aussi son moyen de locomotion, utilise ses deux configurations d'équilibre de post-flambage pour réaliser tantôt la prise d'appui et tantôt l'allonge locale permettant la génération d'un

déplacement. Le passage d'un état à l'autre est obtenu par la contraction de fils en alliage à mémoire de forme placés longitudinalement aux côtés du cadre élastique. Ce positionnement permet, outre un encombrement limité, une amplification par la structure du déplacement généré par les AMF. Les liaisons intermodules devront permettre aux différents modules de s'orienter les uns par rapport aux autres, conférant ainsi au robot la flexibilité nécessaire au passage de coudes de faible rayon de courbure. Les pattes guide-fils seront nécessaires pour relier les modules avec les liaisons intermodules sans gêner le passage et la contraction des fils actionneurs. Elles pourront aussi réaliser la prise d'appui sur les parois du tube, et par ailleurs permettre une utilisation du même robot dans des tubes de diamètres très différents.

Le chapitre 3 a présenté dans un premier temps une pré-étude qui a permis le choix du matériau et de l'épaisseur de plaque, puis d'un premier entraxe de post-flambage en prenant en compte le taux de contraction disponible de l'AMF. Ensuite, un modèle aux éléments finis en statique a permis de valider le dimensionnement du cadre flexible (qui est la pièce fonctionnelle) par une étude simplifiée du basculement. Le modèle considérant un cadre carré parfait a permis d'étudier l'état de déformation du cadre lorsque celui-ci est soumis à des efforts et/ou à des déplacements imposés permettant d'amorcer le basculement du cadre dans son état d'équilibre symétrique. Nous avons supposé que cette étude qui n'est qu'indicative, permet de majorer les déformations qui seraient obtenues dans le cas d'un basculement par actionnement longitudinal. Le critère de dimensionnement utilisé a été une déformation limite choisie de 2 %. Les efforts résultants aux pivots fournis par le modèle ont permis le dimensionnement de la cage squelette.

Ceci a permis, au chapitre 4, la réalisation d'un prototype du module de $30 \times 30 \times 3 \text{ mm}^3$ par usinage sur machine outil à commande numérique. Les fils AMF sont fixés à leurs extrémités par sertissage avec les fils d'alimentation électrique. Un module complet pèse 1,3 grammes avec 40 cm de câbles d'alimentation électrique.

Une série de tests quasi-statiques d'actionnement longitudinal de la structure mécanique, réalisé par câbles, a permis de déterminer le couple effort - déplacement (au rattrapage de jeux près) nécessaire à un basculement local ou global du cadre élastique post-flambé. Ceci a été réalisé pour les différents efforts d'interaction module-module, qui peuvent être rencontrés par le module lors de la locomotion dans un tube vertical. L'effort de traction maximal subit par le câble jusqu'à la première instabilité étant de l'ordre de 1 N, le déplacement actionneur est d'environ 1 mm, ce qui correspond à un taux de contraction de 3,3 %. Les courbes de caractérisation mécanique obtenues jusqu'à la première instabilité ne montrent pratiquement pas d'influence des efforts d'interaction appliqués, ni du type de chargement (traction, poussée, etc.). Le basculement total est observé à la première instabilité pour les cas de chargement parasite favorables au basculement (perte de contact et prise d'appui). Mais pour les cas de la poussée et de la traction sous charge, le basculement total n'est pas assuré. Le couple effort - déplacement obtenu permet néanmoins de choisir le fil AMF adéquat, pour assurer une première instabilité. Ainsi, l'effort de tension de 1 N nécessite l'utilisation d'un fil de diamètre 100 μm . L'utilisation de l'effet mémoire simple sens (ou plutôt double sens assisté) s'avère impossible pour notre application dans son état actuel. En effet, le cadre élastique n'est pas suffisamment rigide pour fournir la précontrainte nécessaire à l'orientation mécanique des plaquettes de martensite, qui permet lors du chauffage d'observer une contraction des fils AMF. Les fils finalement utilisés sont des fils éduqués à un taux de contraction de 3 %, car ils ne nécessitent pas de précontrainte, la martensite orientée étant alors exclusivement d'origine thermique. Ce taux s'est révélé suffisant en terme de contraction pour obtenir le basculement du cadre à vide et en charge (pour le fonctionnement du robot vide).

Le courant minimal de chauffage a été estimé théoriquement puis expérimentalement à environ 180 mA. Un courant de 188 mA permet d'obtenir la transformation austénitique complète du fil AMF, et donc sa contraction, en environ une seconde. L'augmentation du courant de chauffe permet de diminuer la durée de la transformation. Ainsi, un courant de 265 mA permet une contraction en moins

d'une demi-seconde pour un fil monté sur un module à vide d'efforts d'interaction, bien que le basculement se soit avéré plus lent pour le cas d'un module en chargement de traction avec $n=3$. Mais le chauffage par un courant élevé, s'il n'est pas stoppé à temps, est susceptible d'entraîner une surchauffe du fil AMF. Une telle surchauffe sera à éviter dans la mesure où la température maximale d'utilisation du polycarbonate, dont est constitué le cadre, est de 135 °C. Il est donc nécessaire pour la commande de disposer d'une variable de contrôle de la transformation austénitique. La variable que nous avons choisie est la résistance électrique du fil AMF. En effet, celle-ci est directement liée à la valeur de la résistivité du matériau, résistivité qui est fonction de l'état d'avancement de la transformation, car elle subit la loi de mélange de phases. Différents tests électriques menés en parallèle de tests mécaniques ont montré que quel que soit l'état de charge du fil AMF lors du chauffage, la résistance électrique décroît jusqu'à une résistance seuil constante. Cette résistance seuil correspond à un matériau en phase austénitique pure et est donc garante de la fin de transformation, c'est-à-dire de la contraction totale de l'AMF. La mesure en continu de la résistance électrique des fils AMF lors du chauffage permet donc un contrôle de la contraction du fil. Le refroidissement est libre, par convection naturelle, et s'avère suffisamment rapide dans l'état actuel de développement et de connaissance du module, en regard des caractéristiques dynamiques de basculement du cadre élastique soumis à des charges externes. De plus, les cycles de locomotion utilisés permettent en partie un refroidissement en temps masqué des fils, un même module n'étant pas toujours actionné à chaque étape.

Le chapitre 5 a permis d'évaluer les performances statiques du module développé. Une étude théorique à l'aide du modèle aux éléments finis a permis d'estimer grossièrement l'allongement et le raccourcissement des modules en phase d'allonge, comme des modules en phase de contact, à chaque étape statique d'un cycle de locomotion. Les résultats montrent que la souplesse du robot est importante et génère des allongements et raccourcissements qui sont fonction des efforts inter-modules rencontrés (et de l'orientation des modules et du robot par rapport à la verticale) et qui se cumulent ou se compensent suivant les étapes de locomotion. Ceci mériterait d'être étudié expérimentalement. Mais on peut dès à présent estimer que la commande du robot en boucle ouverte sur le déplacement ne permettra pas une bonne précision de positionnement, l'élasticité des modules ayant des effets non négligeables sur le déplacement global du robot.

Par ailleurs, la connaissance du comportement d'un module au contact dans un tube vertical est primordiale, car garante du maintien du robot sans glissement à chaque étape, et donc nécessaire pour réaliser la tâche de locomotion. C'est pourquoi une étude expérimentale de l'effort normal au contact pour différentes valeurs de serrage du module dans le tube a été réalisée. Il s'avère que l'effort normal au contact est quasiment indépendant des efforts d'interaction subits par le module en appui. On observe en effet des variations possibles de 10 mN de l'effort normal au contact pour un même serrage à cause des efforts d'interaction. Les courbes obtenues permettent des considérations sur le maintien du robot complet dans un tube vertical en fonction du coefficient de frottement entre l'embout d'adhérence et le tube, de l'éventuelle charge embarquée, et du serrage choisi. Le serrage est en effet réglable par la longueur de la patte guide-fils ou de l'embout d'adhérence. Ainsi, même si l'intervalle de serrage disponible est assez large (plusieurs dixièmes de millimètre), le maintien du robot dans le tube est conditionné par un coefficient de frottement minimal, dépendant du paramètre de serrage choisi. Par ailleurs, la charge pouvant a priori être embarquée dépend du serrage et du coefficient de frottement. Par exemple, pour un coefficient de 0,8 (contact polymère-polymère) et un serrage donnant l'effort normal au contact maximal, la charge maximale embarquée serait de presque six fois la masse d'un module.

Perspectives

Bien que les résultats obtenus nous permettent de penser que le robot vide, composé de cinq modules dans leur état actuel, pourra fonctionner dans un tube horizontal, voire vertical, de nombreuses études sont encore nécessaires au développement et à la mise au point du module locomoteur et du robot. Ces études concernent respectivement la caractérisation mécanique du module (mise au point et performances), sa caractérisation électrique, la mise en œuvre de la commande du robot, l'optimisation du module locomoteur, les développements technologiques à venir et l'étude des performances du robot.

Notre banc de caractérisation mécanique du basculement du cadre n'a fourni des résultats que jusqu'à la première instabilité. Le développement et l'utilisation d'un nouveau banc de caractérisation mécanique longitudinale, éventuellement en dynamique, devront permettre la détermination du couple effort - déplacement actionneur dans tous les cas de chargement parasite, y compris ceux qui tendent à s'opposer au basculement, et ceci par l'obtention du basculement total, et non partiel. En effet, il est tout à fait possible que les efforts actionneurs effectifs puissent être supérieurs à ceux mesurés dans certains cas à la première instabilité, mais cela n'a pas pu être estimé avec notre banc. Ce nouveau banc, s'il réalise un chargement dynamique, permettra de plus d'estimer l'influence des caractéristiques dynamiques de la structure post-flambée sur la qualité et l'efficacité du basculement, sous différents chargements parasites. En effet, il s'est avéré qu'une augmentation de la vitesse de contraction des fils AMF semblait rendre plus sûr le basculement du cadre. De plus, toutes ces études pourront être réalisées sur un module subissant un serrage donné, simulant le maintien dans le tube, de façon à observer l'influence de ce paramètre sur les capacités de basculement. En effet, il se peut, a priori, qu'un serrage trop important gêne l'atteinte de l'état d'équilibre symétrique lors de la phase de prise d'appui, et/ou favorise le basculement lors de la phase de perte de contact.

Que ce soit avec ce nouveau banc, ou simplement sur le module actuel (avec les fils choisis, mais dimensionnés en supposant que l'effort de traction à la première instabilité est l'effort maximal pouvant être subi par les fils), des tests de basculement supplémentaires, en statique et si possible en dynamique, devront être réalisés avec des efforts d'interactions aussi grands que possible, afin d'estimer la charge maximale pouvant être embarquée par le robot, d'un point de vue actionnement. En effet, la charge embarquée, suivant sa répartition sur les différents modules, agit directement sur les efforts d'interaction. Les tests réalisés lors de nos travaux se sont uniquement limités aux efforts d'interaction rencontrés lors du fonctionnement à vide du robot. On pourra enfin essayer de déterminer si les capacités de basculement sous charge du module sont uniquement liées à la capacité purement mécanique du cadre élastique, ou si les fils AMF utilisés ont une influence sur cette performance.

Des tests seront indispensables pour identifier le coefficient de frottement effectif d'embouts d'adhérence (de différents matériaux) dans nos conditions d'utilisation. Ceci permettra la détermination de la charge réelle pouvant être embarquée dans un tube vertical, et pourra être vérifié in-situ à l'aide du premier prototype. Il conviendra ensuite de comparer la charge maximale pouvant être embarquée d'un point de vue actionnement à celle acceptable pour un contact avec le tube sans glissement. On pourra ainsi déterminer lequel de ces deux paramètres est le paramètre limitatif de la charge embarquée, et donc en tenir compte lors de nouveaux développements.

Des essais de fatigue mécanique (et même thermomécanique) du module devront être réalisés, afin d'estimer la durée de vie de la structure, et de vérifier par la même sa fiabilité. Ils pourront éventuellement conduire à un redimensionnement du cadre flexible ou du squelette.

En ce qui concerne la mise au point du chauffage par effet Joule des fils AMF, différents points doivent être abordés. En effet, nous avons vu que l'utilisation d'un courant important permettait d'obtenir un basculement plus rapide, mais que celui-ci devait être contrôlé afin d'éviter toute surchauffe destructrice. C'est pourquoi des mesures de la résistance électrique de l'AMF devront être réalisées pour les deux fils des cinq modules indépendamment, sous les différents cas d'efforts d'interaction rencontrés (prenant également en compte la charge embarquée), afin de déterminer d'une part la résistance seuil de chaque fil, et d'autre part d'étudier l'influence de ces efforts sur les temps d'actionnement nécessaires et sur les temps de basculement mécanique effectif des différents modules. Les temps d'actionnement nécessaires seront alors uniquement indicatifs, et permettront d'estimer la vitesse du robot.

Des essais supplémentaires devront permettre de déterminer le temps d'inactivation assurant dans des conditions extérieures données le refroidissement total des fils AMF. On pourra tenter de mesurer la durée de ce refroidissement à l'aide d'une caméra infrarouge synchronisée sur l'arrêt du courant d'alimentation du fil AMF (origine des temps). Des tests de stabilité du cycle chauffage - refroidissement pourront être réalisés par une alimentation en courant tout ou rien avec un rapport de cycle choisi. Le temps assurant le refroidissement dans tous les cas sera alors choisi.

Le contrôle de la résistance électrique des fils AMF devra être mis en œuvre. La durée réelle d'actionnement des fils sera alors définie par le contrôle en continu de cette grandeur, le chauffage devant être stoppé dès lors que la résistance électrique mesurée est égale à la résistance seuil déterminée par les différents essais pré-cités. Comme déjà évoqué dans le mémoire, l'étude des décalages temporels acceptables permettant de limiter la surchauffe devra être effectuée, afin d'ajuster les différents paramètres de filtrage.

Les temps de basculement mécanique et de refroidissement pourront être intégrés dans l'algorithme de commande des différents modules pour la réalisation de cycles de locomotion, définissant des temporisations garantes du bon fonctionnement du robot, sans activation arraisonnée des différents modules. Ceci permettra finalement la commande du robot de section $30 \times 3 \text{ mm}^2$.

L'étude de cycles adaptés au passage de bifurcations devra être menée. On pourra aussi tester, à l'aide du futur prototype, l'influence des cycles utilisés (nombre de modules d'appui, nombre de modules flottants) sur la vitesse obtenue et sur la stabilité effective du robot dans différentes configurations de tube, que ce soit à vide ou en embarquant une charge. A plus long terme, un algorithme de génération automatique de cycles pourra enfin être développé dans l'optique d'optimiser en temps réel la stabilité du microrobot ou la vitesse, et cela suivant l'orientation du tube (qui influe sur les efforts d'interaction module-module), le sens de déplacement et la rencontre de coudes ou de bifurcations.

Mais l'obtention et l'utilisation ultérieure d'un modèle valide d'actionnement longitudinal du module en dynamique sera nécessaire. Ce modèle permettra en effet d'améliorer le dimensionnement du cadre flexible et d'optimiser celui-ci en terme de fils actifs. Son intérêt sera grand si l'on désire déterminer la faisabilité d'un module à une toute autre échelle (aussi petit et aussi léger que possible), en répondant en terme d'effort et d'efficacité aux tâches à réaliser, tout en limitant la fabrication et les tests de nombreux prototypes coûteux. Aussi, la modélisation globale de l'actionneur en dynamique (fils AMF compris) serait intéressante, car elle permettrait d'étudier l'influence de la vitesse de contraction des AMF sur le basculement de la structure sous différents chargements (effets dynamiques), tout en prenant en compte les effets des transferts thermiques. Les résultats pourront être corroborés par les différents tests évoqués précédemment.

On pourra aussi développer un modèle valide de chargement transversal du module, pour l'étude détaillée du comportement au contact dans un tube d'orientation quelconque. Ce modèle devra alors rendre possible le mouvement de corps rigide du squelette par rapport aux points de contact, pour permettre la prise en compte du poids propre et des défauts géométriques dus à la fabrication, et aussi

estimer leur influence sur l'effort au contact. En effet, on a vu que la modélisation d'un cadre parfait parfaitement chargé entraînait, par rapport aux résultats expérimentaux, une surestimation importante de l'effort normal au contact.

Il pourra être intéressant de compléter ce modèle pour caractériser la réponse du module à un couple parasite. Bien entendu, des tests devront être réalisés sur le prototype. Ces résultats permettront de dresser un cahier des charges précis, permettant la conception et le dimensionnement de la liaison inter-modules.

L'assemblage du robot complet constitué de cinq modules de $30 \times 30 \times 3 \text{ mm}^3$ doit être réalisé prochainement. Ce robot sera dans un premier temps assemblé par des liaisons intermodules rigides. En outre, le développement de pattes guide-fils se révélera indispensable au montage de ce premier prototype. Il sera intéressant de procéder dès que possible à l'étude et au développement de liaisons intermodules flexibles, comme déjà évoqué dans le chapitre 2. Par ailleurs, la fabrication d'un module de $10 \times 10 \times 3 \text{ mm}^3$ avec la technique qui a été employée pour le module de $30 \times 30 \times 3 \text{ mm}^3$ devrait être tentée sous peu.

Il sera nécessaire, dès que la commande aura été validée et éprouvée, de procéder à la modification des cartes d'alimentation, pour permettre un montage électrique des différents modules avec une masse commune, comme cela avait été évoqué en amont de l'étude. Ceci permettra de réduire le nombre de fils d'alimentation du robot pour la réalisation des tests sur le robot complet, dans l'attente d'une autonomie énergétique complète. En ce qui concerne le développement de la connectique, on pourra étudier l'utilité de douilles d'alimentation au niveau des pivots, que ce soit pour une réduction supplémentaire du nombre de fils d'alimentation dans un premier stade de développement, ou pour un gain de masse et d'encombrement en vue de la réalisation d'un prototype de dimensions inférieures.

Le premier prototype du microrobot permettra divers essais de détermination des performances du robot et la validation de l'algorithme de commande de cycles de locomotion. On pourra par exemple vérifier la charge maximale pouvant être embarquée dans un tube vertical et dans un tube horizontal. La durée d'un cycle complet de locomotion associant contraction et refroidissement des différents AMF, et le comportement dynamique des structures mécaniques, pourra être évaluée. Si pour certains efforts d'interaction, le basculement par actionnement longitudinal s'avère impossible, mécaniquement ou parce qu'il engendre des efforts bien trop importants (fatigue accélérée), il faudra envisager la locomotion par un cycle engendrant des efforts plus faibles, acceptables d'un point de vue basculement.

Pour les cycles validés en terme d'effort, on pourra déterminer expérimentalement une première vitesse de locomotion (fonction du temps réel de basculement de la structure sous chargement parasite). Remarquons que cette dernière dépendra des conditions de gravité (en fait, de l'orientation du tube). Le cycle idéal pourra alors être choisi suivant des critères tels que : vitesse maximale, charge maximale embarquée, etc. Pour des diamètres de tubes compris entre 8 et 36 mm, les exemples décrits au chapitre 1 montrent que les robots à roues ou utilisant un actionnement piézo-électrique sont les plus rapides (ils peuvent atteindre une vitesse de plusieurs dizaines de millimètres par seconde). Mais ces robots sont généralement composés d'un grand nombre de pièces, ce qui limite leur capacité de miniaturisation. En ce qui concerne notre robot, si l'on ne considère, dans un premier temps, que le temps de contraction du fil AMF (pour l'actionnement d'un module à vide), soit environ 450 ms pour un courant de 265 mA, et si l'on suppose que le refroidissement du fil est environ trois fois plus lent que la contraction, on est capable d'estimer une vitesse maximale de déplacement de notre futur robot dans un tube horizontal. Si le cycle de locomotion choisi est celui présenté en annexe 3, la vitesse maximale du robot serait de l'ordre 7 mm/s, ce qui est comparable aux vitesses obtenues par d'autres principes actionneurs. Mais dans un tube vertical, les efforts d'interaction ne sont pas sans effet sur la vitesse de basculement d'un module, ce qui a été observé au chapitre 4. C'est pourquoi la vitesse du robot serait probablement, dans ce cas, bien plus faible.

Annexe 1

MICRO ACTIONNEURS

Cette annexe présente les différents types de microactionneurs habituellement rencontrés dans les applications mécatroniques et plus largement en Microrobotique. Une bonne partie d'entre eux est issue des procédés de fabrication appartenant aux microtechnologies. On citera des actionneurs utilisant des principes physiques divers, tels l'électrostatisme, le magnétisme ou la piézo-électricité, des principes thermiques ou mécaniques, comme l'utilisation de fluides sous pression.

I. MICRO ACTIONNEURS ELECTROSTATIQUES

Ils utilisent l'effort généré sur une pièce par un champ électrostatique obtenu entre deux électrodes séparées par un isolant et soumises à une différence de tension. L'effort fourni dépend de l'écart entre les électrodes, de leur forme, de leur surface, de la tension appliquée et des matériaux employés. Il est nécessaire de protéger les pièces actives, car les forces électrostatiques agissent sur bon nombre de matériaux, même les poussières. C'est pourquoi ces actionneurs ne sont pas utilisés en milieu aquatique ou poussiéreux.

Les méthodes de micro fabrication, telles le procédé LIGA, permettent d'obtenir des électrodes de géométrie variée et de réalisation très précise où les distances entre électrodes sont minimisées (augmentation de l'effort), qui excitées en fréquence ou en amplitude permettent de générer des mouvements de rotation, de translation et même de torsion [DEGA-98]. On note cependant l'emploi de tensions importantes (jusqu'à 200 V) pour engendrer des déplacements relativement faibles.

Citons le moteur Wobble [SAMP-99] qui, pour un diamètre extérieur variant de 1 à 3 mm, et une épaisseur de quelques dizaines de microns, est capable de fournir des couples allant de 0,5 à 2 μNm à 10 tours par minute. Les actionneurs de forme inter-digitée (peignes enchevêtrés) montrés figure A1.1, eux, permettent de créer des mouvements linéaires dans l'axe des dents ou perpendiculairement [KOHL-96]. La précision de positionnement atteint 0,2 micron pour un déplacement d'environ 200 microns avec une tension inférieure à 70 V.

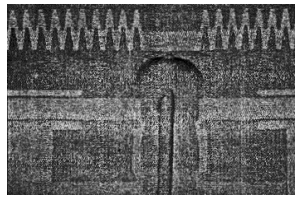


Figure A1.1. : *Actionneur électrostatique interdigité [KOHL-96]*

II. MICRO ACTIONNEURS ELECTROMAGNETIQUES

Le principe de ces actionneurs est fondé sur la conversion de l'énergie électromagnétique en énergie mécanique. On peut utiliser un aimant permanent (matériau ferromagnétique) et une bobine traversée par un courant. Un champ magnétique est alors généré, provoquant le déplacement de la pièce ferromagnétique. Ceci est principalement appliqué dans la réalisation de micromoteurs rotatifs, mais aussi linéaires. Mais la réduction d'échelle peut considérablement altérer les performances du micromoteur en matière de couple développé [MINO-98] qui sera alors plus faible que celui d'un actionneur électrostatique [MINO-98] et rencontrer des difficultés de miniaturisation, comme pour la réalisation de bobines avec des fils de très faible diamètre et pour l'assemblage.

Un usinage de précision des composants est requis pour un fonctionnement correct et durable de l'actionneur [LEHR-96]. La fabrication des micro moteurs fait souvent intervenir le procédé LIGA, pour l'obtention de l'arbre, des bobines, etc. La réalisation de micro réducteurs (via celle de micro engrenages) permet d'obtenir des couples moteurs élevés. Des micro moteurs à réluctance variable ou

aimant permanent, de 2 mm de diamètre extérieur et de 2 mm de long, fournissent des couples de l'ordre de 0,1 μNm pour des vitesses de rotation atteignant 10 000 tr/min [IMMM-99].

Un micro actionneur linéaire composé d'une bobine a été conçu pour produire une force de 1 mN sur une course de 500 μm [GUCK-96]. Alimenté par un courant de 0,1 mA, il peut engendrer un déplacement de 300 μm lorsqu'il est excité à 350 Hz. Il est fabriqué par LIGA, et possède un des meilleurs rendements parmi les micro actionneurs linéaires électromagnétiques.

III. MICRO ACTIONNEURS MAGNETOSTRICTIFS

La magnétostriction est un phénomène non linéaire qui se traduit par la déformation géométrique du réseau cristallin d'un matériau lorsqu'il est placé dans un champ magnétique [IMTC-92]. Ceci engendre une déformation macroscopique du dit matériau. De tels matériaux sont appelés matériaux magnétostrictifs. Certains alliages présentent une magnétostriction 'géante', favorable à la réalisation d'actionneurs, en particulier pour la microrobotique. Il y a deux types de magnétostriction:

- la magnétostriction positive se caractérise par un allongement dans la direction du champ magnétique et un rétrécissement dans la direction perpendiculaire (TbFe_2 a le plus grand allongement);
- la magnétostriction négative présente une contraction dans la direction du champ magnétique et un allongement dans la direction perpendiculaire (SmFe_2 a le plus grand rétrécissement).

Les matériaux les plus sensibles à ce phénomène atteignent des déformations de l'ordre de 1/1000. Les alliages ferreux en terre rare comme le Terfenol D sont capables de réagir à température ambiante et au delà [ACK-96]. Ce principe donne lieu à des actionneurs appelés bi-matériau ou bilame. En effet, en combinant astucieusement deux constituants différents comme sur la figure A1.2, on réalise une poutre qui selon la direction du champ magnétique fléchira dans un sens puis dans l'autre.

Ainsi, si Tb-Fe et Sm-Fe sont montés en bilame, on obtient une grande magnétostriction (10^{-4}) pour de faibles champs magnétiques [ARAI-96, HOND-95].

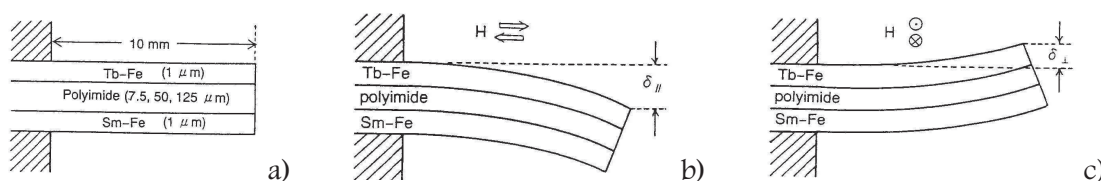


Figure A1.2. : Structure du cantilever magnétostrictif bimorphe (a), déformée quand H est orienté longitudinalement (b) et transversalement (c) [ARAI-96]

Ainsi pour l'exemple donné, on observe une déflexion de 4 mm pour un champ statique de 40 kA/m, et une déflexion de 9 mm pour un champ alternatif de même intensité et de fréquence 9 Hz (à cause de la résonance mécanique). Ce type de microactionneur montre donc une grande déflexion.

La magnétostriction possède l'avantage de ne pas nécessiter de fortes tensions d'alimentation, de fournir une grande force en comparaison de l'actionneur électrostatique, et d'avoir une énergie massique vingt fois plus importante que les matériaux piézo-électriques. Un tel actionneur peut être commandé à distance par un champ magnétique extérieur (par exemple, déplacement à l'intérieur d'un tuyau ou d'une chambre vide). Il permet de générer un mouvement indépendant sur une longue

distance, sans aucun câble d'alimentation en puissance. Le problème majeur est celui de l'inaccessibilité éventuelle de l'extérieur du tube dans lequel doit circuler le microrobot. On peut aussi être sujet à la difficulté technique de production des bobines pour engendrer le champ magnétique.

IV. MICRO ACTIONNEURS PIEZO-ELECTRIQUES

Lorsqu'un matériau piézo-électrique est soumis à une contrainte mécanique, il génère une tension électrique. C'est l'effet piézo-électrique direct. Inversement, lorsqu'il est soumis à une tension électrique, il génère une contrainte mécanique donnant lieu à des déplacements [ASCH-91]. C'est cet effet piézo-électrique inverse qui est utilisé pour la réalisation d'actionneurs. Les matériaux piézo-électriques peuvent se déformer d'environ 0,1 %, c'est pourquoi ils sont fréquemment empilés pour cumuler les effets et obtenir ainsi des déplacements de plus grande amplitude. L'un des matériaux les plus utilisés est le PZT (Titanate Zirconate de Plomb), qui est une céramique obtenue par friction de l'oxyde de plomb avec du zirconium et du titane. Ces matériaux cristallins piézo-électriques sont souvent utilisés sous la forme de cantilever ou de bilames. Pour une tension appliquée constante, le déplacement obtenu est quasi proportionnel à cette tension. Des mouvements vibratoires peuvent être obtenus en appliquant une tension périodique. Ce phénomène attire donc les faveurs des concepteurs qui recherchent un temps de réponse très faible et une charge importante.

Citons le micro moteur Inchworm développé par [BEXE-94] où les extrémités de cantilevers entraînent le rotor par contacts répétés, qui tourne alors par succession de petites rotations et non de façon continue. Pour un volume de 0,51 mm³ et un rotor de 200 µm de diamètre, ce micro-moteur fournit une puissance de 55 µW à 1500 tr/min. La réduction d'échelle fait apparaître certains problèmes, notamment lors de l'assemblage des différentes pièces le composant. Ainsi une méthode d'assemblage avec une précision de positionnement est nécessaire au bon fonctionnement de celui-ci [BEXE-96].

L'actionneur développé par [TOMI-96] est constitué d'empilements alternatifs de 40 cellules de PZT, divisées en trois secteurs, les secteurs en vis-à-vis étant connectés électriquement l'un à l'autre (fig. A1.3), et de disques métalliques.

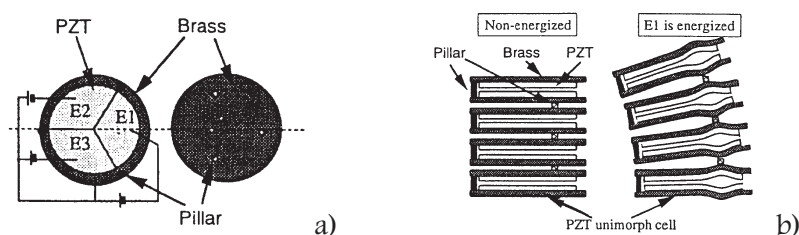


Figure A1.3. : Cellule PZT à trois secteurs (a) et actionneur multicouche réalisé (b)

L'actionneur possède trois piliers sur les faces PZT et un pilier au centre des disques de métal, qui jouent le rôle de levier pour amplifier le mouvement. Le disque de métal est à la fois une plaque élastique et une électrode commune. Le mouvement de cet actionneur de 8 mm de diamètre, de 9,2 mm de long et pesant 1,2 g est causé par la somme des déformations de chaque secteur. Des flexions sont possibles suivant deux directions, selon les secteurs excités. L'allongement est obtenu suivant son axe de révolution si les trois secteurs sont alimentés sous la même tension. On peut ainsi obtenir un allongement de 600 microns et une flexion de 6° sous 100 V. L'utilisation de la piézo-électricité à haute

fréquence mène souvent à des caractéristiques de mouvement plus intéressantes qu'en quasi-statique. Ainsi, l'utilisation de la fréquence de résonance de l'actionneur (95 Hz) permet de diminuer la tension d'alimentation à 25 V pour obtenir une même amplitude de mouvement. Les niveaux de tension d'alimentation requis pour ces actionneurs les écartent des applications bio-médicales ou en milieu conducteur.

V. MICRO ACTIONNEURS THERMIQUES

Les actionneurs thermiques sont basés sur le principe de dilatation d'un solide ou d'un fluide. Le phénomène est donc amorcé par échauffement d'un corps d'épreuve. L'utilisation de corps d'épreuve conducteurs permet un échauffement par effet Joule. Ainsi, l'utilisation de résistances chauffantes semblera évidente pour les applications faisant intervenir des fluides. Les éléments de base solides rencontrés sont souvent des bilames pour obtenir un fléchissement, et quelque fois des membranes. Citons un actionneur, à deux cantilevers actifs échauffés par effet Joule, développé par [MATO-94]. L'un d'eux travaille en flexion, l'autre permet de le bloquer en position.

D'une manière générale, les déformations engendrées par dilatation sont faibles et nécessitent souvent des structures mécaniques d'amplification du mouvement. Un autre inconvénient est le faible temps de réponse limité par le taux de transfert thermique et le faible rendement énergétique de la phase de chauffage. Le retour en position initiale nécessite un refroidissement, qui la plupart du temps est laissé libre (convection ou conduction).

VI. MICRO ACTIONNEURS A CHANGEMENT DE PHASE **SOLIDE ~ SOLIDE**

Nous avons vu précédemment que les actionneurs thermiques utilisent pour la plupart des propriétés de dilatation par chauffage. Il y a des cas où le changement de phase liquide-gaz est utilisé (voir Chapitre premier, IV.2.2.a). Cependant, il existe des matériaux, les alliages à mémoire de forme (AMF), qui sous un changement de température adéquat subissent une transformation de phase solide/solide génératrice de déformations macroscopiques non négligeables.

La propriété des alliages à mémoire de forme de retrouver une forme initiale lors du changement de phase (transformation thermoélastique martensitique inverse) peut être utilisée pour réaliser des actionneurs ou, plus généralement, des structures 'actives'. Ainsi, des fils de NiTi sont utilisés comme microactionneurs linéaires pour des microrobots. On les rencontre aussi sous forme de films ou de ressorts.

Un exemple de micro actionneur tentacule utilisant des fils AMF (fig. A1.4) est composé d'une structure élastique réalisée en μ SPL [BERT-96, CALI-98, CALI-99]. Les fils de 120 μ m de diamètre, tels qu'ils sont montés sur la structure, génèrent des déformations de l'ordre de 20 % et un effort de maintien de 20 mN. Le déplacement de l'extrémité de ce système est commandé en boucle fermée grâce à une sonde à diode laser. Cet actionneur peut être utilisé en préhension.

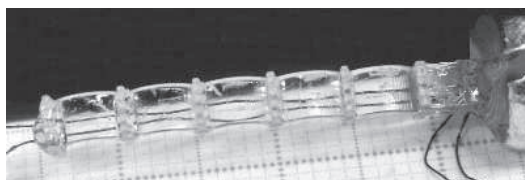


Figure A1.4. : *Le micro-tentacule du LAB [BALL-96]*

L'alliage le plus couramment utilisé est le NiTi (nickel-titane), mais on peut citer d'autres alliages comme ceux à base de cuivre (CuZnAl, CuAlNi, CuAlBe). Ces alliages fonctionnent sans projection de poussière ou de particules et sans bruit, ce qui permet leur utilisation pour des applications où une grande propreté est indispensable. L'alliage NiTi est bio-compatible ; il est donc souvent utilisé à but médical ou dans les biotechnologies [LIMG-96, LIPS-96]. Notons l'apparition récente sur le marché d'un nouvel AMF bio-compatible, le TiNb [ITEC-01].

Le principal inconvénient de ces actionneurs est leur comportement non linéaire avec hystérésis, ce qui explique la complexité des modèles thermomécaniques rencontrés, mais qui sont de plus en plus fiables et réalistes. Leur vitesse de réponse est faible (temps de réponse supérieur à 0,1 s), limitée par les taux de chauffe et de refroidissement, ce qui limite leur utilisation à des fréquences relativement basses. De plus, leurs caractéristiques thermiques (températures de transition) font qu'ils doivent être utilisés avec précaution dans des milieux thermiquement instables.

VII. MICRO ACTIONNEURS ELECTORRHEOLOGIQUES

Leur principe est basé sur le changement de la viscosité d'un liquide chargé de particules solides non métalliques en présence d'un champ électrique. Celle-ci augmente en fonction de la différence de potentiel appliquée. Le produit reprend sa viscosité initiale dès qu'on désactive le champ. Ces actionneurs peuvent être employés dans des fonctions d'embrayage où l'arbre moteur entraîne l'arbre mené par l'intermédiaire d'un fluide plus ou moins visqueux. Dans des systèmes hydrauliques, ils peuvent permettre de diminuer ou d'obstruer des portions de tubes. C'est de cette manière qu'ils sont utilisés dans un pont à quatre valves [BROO-92] dont les fréquences de fonctionnement peuvent atteindre 300 Hz. Mais le manque de connaissances sur le modèle comportemental de ces liquides réduit le nombre d'applications existantes. En effet, la viscosité n'est pas la seule caractéristique sensible au champ électrique appliqué. Leur comportement au vieillissement et les températures de fonctionnement optimal ne sont pas encore bien connus.

VIII. MICRO ACTIONNEURS POLYMERIQUES

Les polymères conducteurs présentent la propriété de se déformer sous l'effet d'un champ électrique. Les ICPF (Ionic Conducting Polymer Film) sont des composites de polymère conducteur et de platine. Ils forment des actionneurs actifs qui montrent une importante déformation sous l'action d'un champ électrique faible en milieu aqueux, avec un temps de réponse intéressant [GUOS-96]. Des modèles comportementaux commencent à voir le jour [TADO-00].

IX. MICRO ACTIONNEURS FLUIDIQUES

Les premières réalisations ont été inspirées des systèmes macroscopiques, elles sont donc issues de miniaturisation. Les techniques de micro fabrication ont permis de réaliser un micro vérin pneumatique régulé mécaniquement [IKEI-93]. Celui-ci est utilisé comme amplificateur d'un mouvement de translation. Cependant, les performances globales de cet actionneur sont altérées par les problèmes de réalisation de l'étanchéité des chambres lors de la micro fabrication et du micro assemblage.

Un autre actionneur pneumatique réalisé par usinage conventionnel et micro fabrication (gravure humide et sèche) utilise un translateur monté sur coussin d'air [GUEN-98]. Il est schématisé figure A1.5. Les frottements sont donc réduits. Les buses de sortie étant orientées par rapport au plan de translation, elles permettent d'obtenir le déplacement du chariot ($3 \times 3 \times 1$ mm) sur des courses de plusieurs millimètres avec une vitesse pouvant atteindre 5 cm/s. Le chariot peut supporter des charges de masse 60 mg et fournir des efforts longitudinaux de 20 μ N.

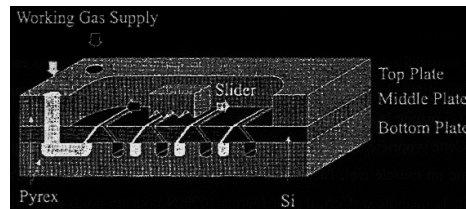


Figure A1.5. : Schéma d'un micro-translateur à coussin d'air [GUEN-98]

L'actionneur pneumatique FMA (Flexible Micro Actuator) est un actionneur de forme cylindrique en silicone, dont la circonférence est renforcée par des fibres de Nylon (d'où une élasticité anisotrope et une déformation axiale dominante), et est fabriqué par stéréolithographie [SUZU-96]. Il est divisé en 3 chambres intérieures indépendantes. Le contrôle de la pression dans chaque chambre permet un mouvement à 3 degrés de liberté ; quand la pression augmente dans une chambre, le FMA se courbe dans la direction opposée à la chambre pressurisée. La mise sous pression simultanée des trois chambres permet d'obtenir un allongement dans la direction axiale. La coordination de ces différents états permet d'obtenir un mouvement de locomotion (fig. A1.6.a). Ainsi, un tableau de 5×5 actionneurs de 4,8 mm de diamètre et de 15 mm de long peut déplacer une plaque de 3,2 g à la vitesse de 2 mm/s (fig. A1.6.b). Le fléchissement peut atteindre 60° . Notons qu'il existe des systèmes FMA avec circuits pneumatiques intégrés, ce qui les rend moins encombrants (organes de distribution, vannes, servo-valves).

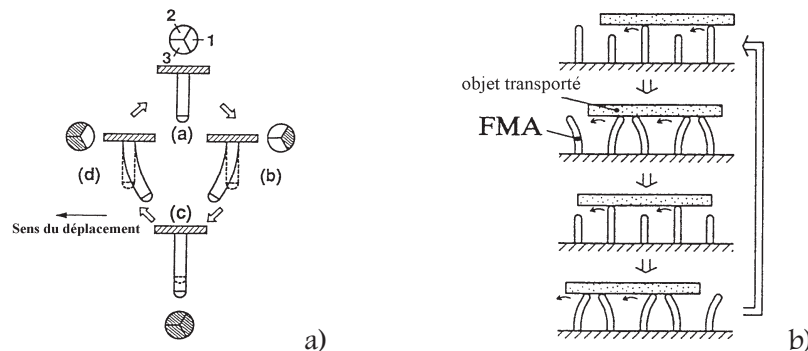


Figure A1.6. : Principe de fonctionnement du FMA (a) et cycle de transport (b) [SUZU-96]

Le tube de Bourdon (BTA, Bourdon Tube Actuator) [FUJI-96] est le seul à fournir une rotation. Il est constitué d'une chambre en spirale plane (3,25 spires). L'alimentation en pression tend à le dérouler, engendrant une rotation en son centre. Ce déplacement angulaire atteint une vingtaine de degrés, avec une précision de l'ordre de $6/1000^\circ$. Les couples de sortie atteignent 11 N.cm pour une alimentation de 3 bars.

Nous trouvons enfin les soufflets métalliques, dont la structure leur permet de s'allonger selon leur axe principal. Ils possèdent une raideur constante. Ils peuvent travailler en traction ou compression, selon que la pression agit à l'intérieur ou à l'extérieur des soufflets [BETE-90]. Un soufflet métallique a été utilisé pour l'actionnement d'une table XY (1 μm de précision) pour des tâches d'insertion sans chanfrein [BADA-94]. Il a été également employé pour actionner des pinces compliantes pour la saisie d'objets fragiles [YENL-93, COUT-97], et en microrobotique, pour la réalisation d'un microrobot d'inspection de tubes industriels rectilignes [ANTH-99] (voir Chapitre 1, IV.2.2.a).

Les actionneurs fluidiques sont généralement naturellement compliants de par la compressibilité du fluide (gaz, souvent de l'air) et l'élasticité de leur structure. Les mouvements engendrés sont variés, mais l'acheminement de l'énergie reste un problème majeur, tant en terme d'encombrement qu'en terme de perte de charge ou de fuites. De plus, le contrôle des débits et pressions dans des tubes de très faible diamètre est non trivial.

Annexe 2

ÉTUDE ANALYTIQUE DE L'ÉTAT D'EQUILIBRE DE POST~FLAMBAGE

Étant donnée l'équivalence qu'il existe entre le problème du cadre carré, constitué de quatre poutres, au-delà de la charge critique de flambage, et le problème à une poutre simple encastrée [TIM2-47], cette annexe décrit la résolution analytique de l'équation de déformation à l'état d'équilibre. Cette étude fournit des formulations des caractéristiques géométriques (longueur, flèche, entraxe), de l'effort de réaction au pivot et de la contrainte maximale de compression dans la poutre post-flambée considérée. Ces formulations sont ensuite utilisées pour réaliser des choix dimensionnels et matériel permettant un pré dimensionnement du cadre élastique.

I. INTRODUCTION

On se propose d'étudier théoriquement un état d'équilibre stable de la structure. Cette étude permettra principalement le pré-dimensionnement du module par la détermination du matériau, de la hauteur, de l'épaisseur et de l'entraxe minimal à réaliser afin d'obtenir une flèche aussi importante que possible. On a vu en effet que la valeur de cette flèche influençait directement le pas du robot. On pourra aussi déterminer les efforts produits par le cadre élastique sur les pivots. Le matériau constituant le cadre interviendra par l'intermédiaire de son module d'Young.

Pour simplifier l'étude, on suppose que les plaques constituant le cadre élastique sont assimilables à des poutres (ce qui se révélera n'être pas trop éloigné de la réalité, de par le rapport épaisseur/hauteur choisi). Lorsque le cadre est carré et que ses quatre poutres sont égales et également comprimées, le flambage se produira tel que le représente la figure suivante [TIM2-47].



Figure A2.1. : *Flambage symétrique d'un cadre carré : cadre au repos (a) et cadre après flambage (a)*

De plus, chaque barre est dans les mêmes conditions qu'une barre dont les extrémités sont articulées. La charge critique est alors donnée par la relation suivante, où E est le module d'Young du matériau, I le moment quadratique de la section et ℓ la longueur de la poutre.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{\ell^2}$$

Pour notre application, de manière à obtenir des flèches relativement importantes, on se placera dans le cas d'un flambage au-delà de la charge critique. En remarquant que, dans le cas d'une barre dont les extrémités sont articulées et pour des raisons de symétrie, chaque moitié de la barre est dans les mêmes conditions qu'une barre encastree à une extrémité, tous les calculs qui suivent traiteront d'une telle barre de longueur $\ell/2$. L'expérience montre qu'en adoptant une charge P légèrement supérieure à la valeur critique, la barre accusera une flèche considérable [TIM2-47].

II. ÉTUDE DE LA DEFORMEE DE POST~FLAMBAGE

II.1. SCHEMA ET PARAMETRAGE

La figure A2.2 montre la demie poutre initiale de longueur $\ell/2$, ainsi que sa déformée par application en O d'une charge P (supérieure à P_{cr}) dans la direction \vec{x} .

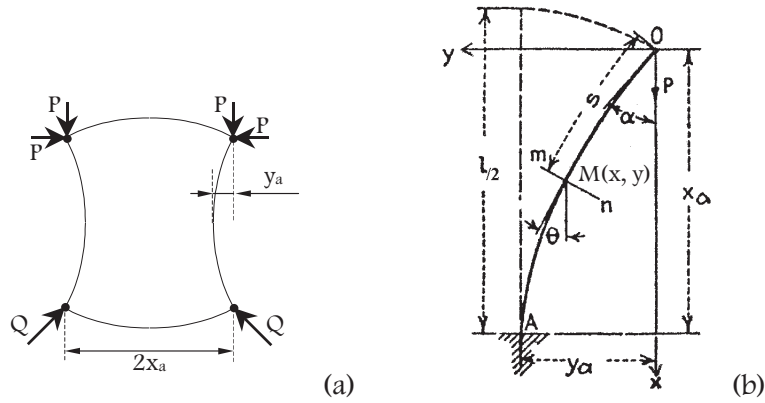


Figure A2.2. : Mise en flambage du cadre élastique ($Q = \sqrt{2} \cdot P$) (a) et paramétrage (b) [TIM2-47]

Lorsque l'on augmente la charge au delà de la charge critique, le flambage s'accroît, le déplacement ($(\ell/2) - x_a$) cesse d'être négligeable, tout comme la valeur de y_a/x_a [GEMI-71]. On se trouve alors en grands déplacements, et l'hypothèse simplificatrice des petits déplacements n'est plus valable. Ainsi, l'équation fondamentale de la déformation de flexion est (1), où M_f est le moment de flexion dans la barre et R est le rayon de courbure de la ligne moyenne déformée.

$$EI \cdot \frac{1}{R} = -M_f \quad (1)$$

On sait que lorsqu'une courbe est définie par une équation de la forme $y=f(x)$, la valeur de $1/R$ est donnée par :

$$\frac{1}{R} = \frac{y''}{(1 + y'^2)^{3/2}}.$$

Lorsque les déplacements produits par les déformations sont petits, la pente y' de la tangente à la déformée est très faible par rapport à 1, et on peut, sans erreur appréciable, négliger y'^2 devant 1. Alors, on a les relations approximatives bien connues :

$$\frac{1}{R} = y'' \quad \text{et} \quad EI \cdot y'' = -M_f.$$

II.2. RESOLUTION DE L'EQUATION DE DEFORMATION

Cette approximation n'est plus possible puisque l'étude doit porter sur les grands déplacements de flambage. Soient M un point quelconque de la déformée, $OM=s$ son abscisse curviligne, et θ l'angle par rapport à la verticale de la tangente à la déformée en M . Pour un accroissement ds , la variation de la pente est $d\theta$ et le rayon de courbure en M est défini par $R=ds/d\theta$. Par suite, l'équation de la déformée (1) peut s'écrire:

$$EI \frac{d\theta}{ds} = -Py \quad (2).$$

Soient donc ℓ la longueur de la poutre avant flambage, $2x_a$ la longueur de la corde définie par les extrémités de la barre après flambage ($2x_a < \ell$), y_a la valeur de la flèche au milieu de la barre (flèche maximale). Comme $dy/ds = \sin\theta$, si l'on différencie l'équation (2) par rapport à s , on obtient :

$$EI \frac{d^2\theta}{ds^2} = -P \cdot \sin\theta \quad (3).$$

II.2.1. Expression de la longueur de la poutre ℓ

En multipliant les deux membres de (3) par $d\theta/ds$ et en intégrant entre O et M en tenant compte des conditions aux extrémités, on trouve [TIM2-47, GEMI-71] :

$$EI \int d\left(\frac{d\theta}{ds}\right) \frac{d\theta}{ds} = -P \int_O^M \sin \theta d\theta, \text{ ce qui donne } \frac{EI}{2} \left(\frac{d\theta}{ds}\right)^2 = P(\cos \theta - \cos \alpha) \quad (4).$$

Si l'on pose $k^2 = P/EI$ dans (4), on a $ds = -\frac{d\theta}{k\sqrt{2}\sqrt{\cos \theta - \cos \alpha}}$.

On obtient, par intégration entre O et A, la demi longueur de la poutre :

$$\frac{\ell}{2} = \int_{\alpha}^0 ds = \frac{1}{2k} \int_0^{\alpha} \frac{d\theta}{\sqrt{\sin^2 \frac{\alpha}{2} - \sin^2 \frac{\theta}{2}}} \quad (5).$$

On pose $p = \sin(\alpha/2)$, et on introduit une nouvelle variable ϕ telle que :

$$\sin(\theta/2) = p \cdot \sin \phi = \sin(\alpha/2) \cdot \sin \phi.$$

Lorsque θ varie de 0 à α , $\sin \phi$ varie de 0 à 1 et ϕ de 0 à $\pi/2$. On a donc :

$$d\theta = \frac{2 p \cos \phi d\phi}{\sqrt{1 - p^2 \sin^2 \phi}}.$$

Si l'on fait ce changement de variable dans l'intégrale (5), on obtient :

$$\frac{\ell}{2} = \frac{1}{k} \int_0^{\pi/2} \frac{d\phi}{\sqrt{1 - p^2 \sin^2 \phi}} \quad (6).$$

$\int_0^{\pi/2} \frac{d\phi}{\sqrt{1 - p^2 \sin^2 \phi}}$, notée $K(p^2)$, est une intégrale elliptique de première espèce, de paramètre

p^2 , dont on connaît les valeurs numériques [ABRA-72].

II.2.2. Expression de la flèche maximale y_a

On a $EI \frac{d\theta}{ds} = -Py$. Comme $dy = \sin \theta ds$, et si l'on intègre de A à O, on peut écrire :

$$\frac{EI}{P} \int_0^{\alpha} \sin \theta d\theta = -\int_{y_a}^0 y dy, \text{ d'où } y_a = 2\sqrt{\frac{EI}{P}} \sin \frac{\alpha}{2}, \text{ soit :}$$

$$y_a = \frac{2}{k} \cdot p \quad (7).$$

II.2.3. Expression de la demie corde x_a

En reprenant un calcul similaire au précédent, on a $\frac{1}{k^2} \int_{\theta}^{\alpha} \sin \phi d\phi = -\int_y^0 \epsilon d\epsilon$, qui permet

d'obtenir $y = y(\theta) = \frac{\sqrt{2}\sqrt{\cos \theta - \cos \alpha}}{k}$.

Or $dy(\theta) = \tan \theta dx = \frac{dy}{d\theta} d\theta$. On obtient donc :

$$dx = -\frac{1}{k\sqrt{2}} \cdot \frac{\cos \theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \alpha}} d\theta.$$

L'intégration entre O et A permet de trouver x_a :

$$x_a = -\frac{1}{k\sqrt{2}} \int_0^\alpha \frac{\cos \theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \alpha}} d\theta = -\frac{1}{2k} \int_0^\alpha \frac{1 - 2\sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right)}{\sqrt{\sin^2\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right)}} d\theta.$$

En introduisant de nouveau φ , on montre que :

$$x_a = \frac{2}{k} \int_0^{\pi/2} (1 - p^2 \sin^2 \varphi)^{1/2} d\varphi - \frac{1}{k} \int_0^{\pi/2} (1 - p^2 \sin^2 \varphi)^{-1/2} d\varphi, \text{ ce qui s'écrit aussi :}$$

$$x_a = \frac{2}{k} E(p^2) - \frac{1}{k} K(p^2) \quad (8)$$

$E(p^2) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - p^2 \sin^2 \varphi} d\varphi$ est une intégrale elliptique de seconde espèce, de paramètre p^2 , dont on connaît les valeurs numériques [ABRA-72].

II.3. EXPRESSION DES PARAMETRES GEOMETRIQUES

On peut donc résumer les résultats obtenus à l'aide de (6), (7), et (8) de la manière suivante :

$$\frac{\ell}{2} = \frac{1}{k} K(p^2) \quad (6) \quad \frac{y_a}{\ell/2} = \frac{2\sqrt{p^2}}{K(p^2)} \quad (9)$$

$$\frac{x_a}{\ell/2} = 2 \frac{E(p^2)}{K(p^2)} - 1 \quad (10) \quad \frac{y_a}{x_a} = \frac{2\sqrt{p^2}}{2E(p^2) - K(p^2)} \quad (11)$$

$$\text{où } p = \sin \frac{\alpha}{2}, k = \sqrt{\frac{P}{EI}}, K(p^2) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - p^2 \sin^2 \varphi}} \text{ et } E(p^2) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - p^2 \sin^2 \varphi} d\varphi.$$

α est l'angle que fait la poutre par rapport à la corde au niveau du pivot, et P est l'effort de réaction du pivot sur la poutre.

Remarque :

y_a peut être directement déduite de ℓ et x_a en utilisant les intégrales elliptiques de valeurs connues. Ainsi, l'équation (10) donne :

$$\frac{x_a}{\ell} + \frac{1}{2} = \frac{E(p^2)}{K(p^2)}$$

On peut alors déduire p^2 puis y_a (à 0,02 % près), par interpolation de la réciproque de $(E/K)(p^2)$ à 0,04 % près et de $K(p^2)$ à 0,0004 % près (9) :

$$y_a = \frac{\ell \sqrt{p^2}}{K(p^2)}$$

Ceci sera utilisé dans le modèle élément finis comme moyen de comparaison.

III. ÉTUDE MECANIQUE DU POST-FLAMBAGE

III.1. EFFORT AU PIVOT

La contrainte maximale à l'état d'équilibre, qui est une contrainte de compression, s'écrit [GEMI-71] :

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{S} + \frac{M_f \cdot v}{I} = \frac{P}{S} + \frac{P \cdot y_a \cdot h}{2I}$$

où P est la force au pivot, S est l'aire de la section la plus faible, I est le moment quadratique de la section, v est la distance de la génératrice la plus comprimée à l'axe neutre (et vaut ici h/2, où h est l'épaisseur de la poutre).

On note b la hauteur de la poutre. Alors, $S = b \times h$ et $I = \frac{bh^3}{12}$.

D'après (6), et comme $P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$ et $k = \sqrt{\frac{P}{EI}}$, on a $\frac{P}{P_{cr}} = \frac{4K^2(p^2)}{\pi^2}$, ou encore :

$$P = 4EI \frac{K^2(p^2)}{\ell^2}.$$

III.2. CONTRAINTE DE COMPRESSION

La contrainte maximale σ_{\max} , peut être exprimée en fonction de (p, E, x_a/h), grâce aux résultats des calculs précédents :

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{12(x_a/h)^2} \left[G^2(p^2) + 12p \left(\frac{x_a}{h} \right) G(p^2) \right] \quad (12)$$

$$\text{où } G(p^2) = 2E(p^2) - K(p^2) = 2 \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - p^2 \sin^2 \varphi} d\varphi - \int_0^{\pi/2} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - p^2 \sin^2 \varphi}}.$$

Les résultats numériques sont calculés à l'aide des tableaux donnant les valeurs des intégrales elliptiques [ABRA-72].

IV. PRE DIMENSIONNEMENT

IV.1. CHOIX DU MATERIAU ET DE L'ÉPAISSEUR

Les déformations devant rester réversibles, la contrainte de compression dans la barre doit être inférieure à σ_e' (limite élastique en compression du matériau). La flèche y_a maximale pouvant être obtenue pour une poutre, dont l'entraxe de post-flambage x_a est donné, peut être évaluée suivant l'épaisseur de la poutre. On peut aussi obtenir l'effort P qui en résulte [LIB1-98].

Avec ces hypothèses, si l'on se fixe le matériau et l'épaisseur de la poutre, on peut exprimer σ_{\max} (à partir de l'équation 12) uniquement en fonction de p , tout comme $\ell(p)$, $y_a(p)$ et $P(p)$. P étant aussi fonction de la hauteur de la poutre b , celle-ci est fixée. Afin d'évaluer la flèche limite acceptable, il est nécessaire de rechercher le p_{\lim}^2 pour lequel σ_{\max} se situe en deçà de σ_e' (nous choisissons d'utiliser un coefficient de sécurité de 1,1). Ainsi, p_{\lim} vérifie l'équation en p qui suit :

$$\frac{x_a}{h} = \frac{12pG(p^2) + \sqrt{\left(12pG(p^2)\right)^2 + 48 \cdot 0,9 \cdot \frac{\sigma_e'}{E} \cdot G^2(p^2)}}{24 \cdot 0,9 \cdot \frac{\sigma_e'}{E}}.$$

Il suffit donc d'interpoler, sur le domaine adéquat, la fonction réciproque $\tilde{g}_{\frac{\sigma_e'}{E}}$, déduite de la relation précédente, qui à x_a/h associe le paramètre p tel que :

$$p_{\lim}^2 = \tilde{g}_{\frac{\sigma_e'}{E}}\left(\frac{x_a}{h}\right).$$

Remarquons que cette fonction dépend du matériau et change si on change x_a .

Ceci permet d'obtenir (pour un x_a donné et un matériau donné) les valeurs de y_a , ℓ et P correspondant à différentes épaisseurs de poutre :

$$y_a = \frac{2x_a p_{\lim}}{G(p_{\lim}^2)}, \quad \ell = y_a \frac{K(p_{\lim}^2)}{p_{\lim}}, \quad P = \frac{Ebh^3}{12} \left[\frac{G(p_{\lim}^2)}{x_a} \right]^2.$$

On pourrait de la même manière fixer ℓ et rechercher le $x_a(p_{\lim})$, pour différents matériaux et différentes épaisseurs de poutre.

Ces calculs ont permis d'obtenir l'abaque de la figure 3.2 au chapitre III.

IV.2. PRISE EN COMPTE DU TAUX DE CONTRACTION DES FILS AMF

Pour réaliser le basculement de chaque poutre, la prise en compte du taux de contraction disponible des fils AMF est nécessaire pour assurer un déplacement suffisant. Rappelons que les fils seront placés longitudinalement aux poutres. On suppose que le basculement est assuré pour une

contraction des fils telle qu'ils passent d'une longueur ℓ à une longueur $2x_a$. Ce x_a sera noté x_a^{AMF} (fonction de ℓ et du taux de contraction des fils).

Pour une poutre de dimensions données (ℓ , h , b) et de matériau choisi (E , σ_e'), on peut rechercher l'entraxe limite (donnant la flèche maximale autorisée) permettant d'utiliser les fils AMF à disposition (taux de contraction connu). En se basant une fois de plus sur le critère de la contrainte maximale (utilisation d'un coefficient de sécurité), on recherchera le p_{lim}^2 qui maximise cette contrainte σ_{max} sous la condition (c). Cette condition nécessaire traduit le fait que l'entraxe $2x_a$ solution ne devra pas être trop faible, entraînant un taux de contraction trop grand en regard de la contraction disponible de l'AMF.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{max} = \frac{E.h.K^2(p^2)}{3\ell^2} \left[h + 6 \frac{\ell \sqrt{p^2}}{K(p^2)} \right] \\ x_a(p) \geq x_a^{AMF} \end{array} \right. \quad (c)$$

où $x_a(p) = \frac{\ell}{2} \cdot \left[2 \frac{E(p^2)}{K(p^2)} - 1 \right]$. On déduit alors l'entraxe, la flèche et l'effort au pivot :

$$2.x_a = 2.x_a(p_{lim}), \quad y_a = \frac{\ell \cdot \sqrt{p_{lim}^2}}{K(p_{lim}^2)}, \quad P = EI \left[\frac{2.K(p_{lim}^2)}{\ell} \right]^2.$$

La même méthode de résolution, mais sans utiliser la condition (c), permet d'obtenir l'entraxe sans prendre en compte le taux de contraction de l'AMF.

Annexe 3

ANALYSE DES SOLLICITATIONS STATIQUES RENCONTREES PAR UN MODULE DANS UN CYCLE DE LOCOMOTION CHOISI

Cette annexe présente de manière détaillée les sollicitations statiques rencontrées par les cinq structures flexibles composant le robot, lors de l'utilisation d'un cycle précis pour la locomotion dans un tube vertical. On distinguera la recherche des efforts à l'équilibre, à chaque étape du cycle, et celle des efforts agissant lors des phases de transition (après la perte de contact éventuelle du ou des modules concernés). La connaissance de ces efforts permettra d'évaluer la viabilité de ce cycle de locomotion dans telle ou telle circonstance (montée ou descente).

I. LE CYCLE CHOISI

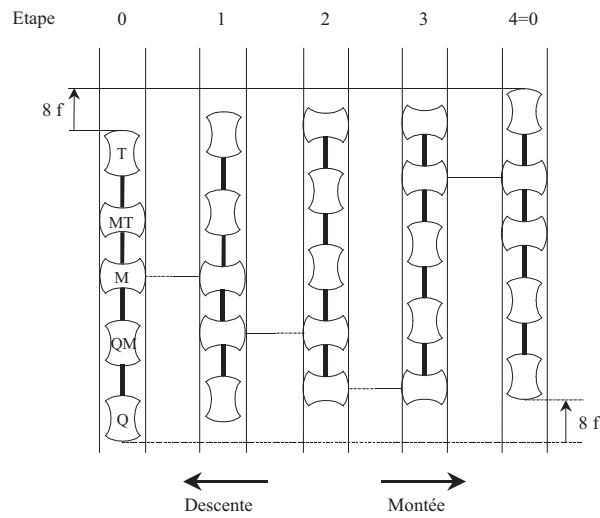


Figure A3.1. : Les différentes étapes du cycle de locomotion choisi

II. ANALYSE DES SOLLICITATIONS SUR MODULES EN CONTACT

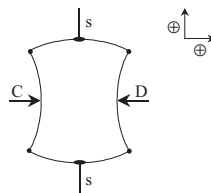


Figure A3.2. : Définition des sollicitations transversales sur module de contact (b)

Etape	Q	QM	M	MT	T
0			$(s, s, -2m.g, FI)$	$(s, s, FI, -m.g)$	
1		$(s, s, -m.g, FI)$	$(s, s, FI, -2m.g)$		
2	$(s, s, 0, FI)$	(s, s, FI, FI)			$(s, s, FI, 0)$
3	$(s, s, 0, FI)$			(s, s, FI, FI)	$(s, s, FI, 0)$

Tableau A3.1. : Sollicitations sur modules de contact (s, s, C, D) à l'équilibre (FI : forces intérieures)

III. ANALYSE DES SOLLICITATIONS AU COURS DE L'ACTIONNEMENT

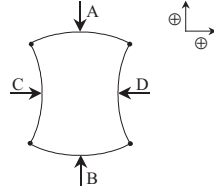


Figure A3.3. : Définition des efforts transversaux lors de l'actionnement

Transition	Q	QM	M	MT	T
0-1		$(2m.g, -m.g, 0, 0)$		$(0, 0, m.g, -2m.g)$	
1-2	$(m.g, 0, 0, 0)$		$(0, 0, 3m.g, -2m.g)$		$(0, m.g, 0, 0)$
2-3		$(0, 0, FI, FI)$		$(FI, FI, 0, 0)$	
3-0	$(0, 0, 0, m.g)$		$(3m.g, -2m.g, 0, 0)$		$(0, 0, m.g, 0)$

Tableau A3.2. : Efforts inter-module (A, B, C, D) lors de l'actionnement pour la montée (FI : forces intérieures)

Transition	Q	QM	M	MT	T
0-3	$(m.g, 0, 0, 0)$		$(0, 0, -2m.g, 3m.g)$		$(0, m.g, 0, 0)$
3-2		$(FI, FI, 0, 0)$		$(0, 0, FI, FI)$	
2-1	$(0, 0, 0, m.g)$		$(-2m.g, 3m.g, 0, 0)$		$(0, 0, 0, -m.g)$
1-0		$(0, 0, -2m.g, m.g)$		$(-m.g, 2m.g, 0, 0)$	

Tableau A3.3. : Efforts inter-module (A, B, C, D) lors de l'actionnement pour la descente (FI : forces intérieures)

Annexe 4

CHOIX DU MODELE DE COMPORTEMENT SIMPLIFIE ET DU CRITERE DE LIMITE ELASTIQUE POUR NOTRE APPLICATION

Cette annexe présente quelques rappels généraux sur le comportement mécanique des matériaux polymères, et du polycarbonate (PC) en particulier. L'accent est mis sur leur comportement en deçà de la zone de déformations plastiques. En effet, l'utilisation de ces matériaux pour la fabrication de pièces fonctionnelles nécessite une bonne connaissance des phénomènes qui leur sont caractéristiques. On notera donc l'importance des grandeurs 'temps' et 'température', montrant leur influence, par exemple, dans la relation contrainte - déformation, qui se révèle souvent viscoélastique à température ambiante. Nous évoquerons aussi la notion de limite élastique. Nous justifierons enfin le choix du critère de dimensionnement et celui du modèle de comportement utilisé, pour l'étude simplifiée du comportement du cadre élastique, à l'aide de notre modèle éléments finis.

I. GENERALITES

Nous pouvons noter l'influence de nombreux paramètres sur les propriétés mécaniques des polymères : la cristallinité, la masse molaire, la réticulation, la plastification. De plus, le comportement, en toute circonstance, d'un polymère donné est régi par une équation d'état : $f(\sigma, \epsilon, \dot{\epsilon}, t, T) = 0$ [TROT-96]. Cette équation fait intervenir les variables caractéristiques de l'état du polymère à un instant t . Nous verrons ci-après que la relation qui lie la contrainte σ dans le matériau à la déformation ϵ observée (ou imposée) dépend, non seulement de la température T , mais aussi du temps t (phénomènes de fluage et relaxation) et donc aussi de la vitesse de déformation $\dot{\epsilon}$. Les polymères se comportent donc, de manière macroscopique, différemment des métaux, en ce sens que la température et la vitesse de déformation ont une influence toute particulière et non négligeable.

La température de fonctionnement joue un rôle extrêmement important pour une pièce en polymère ; il sera par exemple très important de savoir où se situera cette température par rapport à T_g . Le matériau que nous voulons utiliser pour réaliser le cadre flexible est le polycarbonate (PC). C'est un polymère linéaire (fig. A4.1) amorphe, qui possède une température de transition vitreuse T_g de 150°C. Sur le plan pratique, la transition vitreuse est, pour un polymère amorphe, le point de ramollissement (chute catastrophique de la rigidité). Elle marque la limite (supérieure pour les plastiques, inférieure pour les élastomères) d'utilisation du polymère [TROT-96]. Le polycarbonate sera donc rigide pour la température maximale d'utilisation de notre cadre, qui se situe globalement autour de l'ambiante.

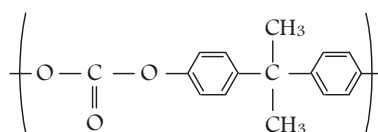


Figure A4.1. : Motif monomère du Polycarbonate PC [TROT-96]

Nous verrons sur les courbes présentées plus loin que le PC est ductile sur un large intervalle de température (~100 à 150°C), qui inclut l'intervalle de température de fonctionnement du cadre élastique, c'est-à-dire qu'il présente un comportement avec seuil de plasticité et déformation plastique macroscopique (fig. A4.2).

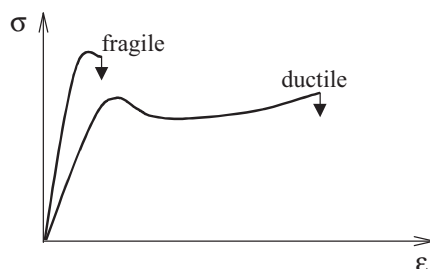


Figure A4.2. : Comportement d'un matériau selon la température : $T < T_{DF}$ (fragile) ou $T > T_{DF}$ (ductile)

Dans ce qui suit, nous nous intéresserons plus précisément à la zone précédant le seuil de plasticité, et correspondant à des déformations élastiques. Nous montrerons donc différentes courbes caractéristiques du comportement de ce polymère, afin de justifier les choix du critère utilisé pour la validation du dimensionnement du cadre élastique.

II. VISCOELASTICITE

II.1. DEFINITION

La plupart des polymères, comme le PC, ont un comportement viscoélastique à température ambiante, c'est à dire que leurs propriétés mécaniques sont fonction du temps d'application des charges : la réponse de ces matériaux à une sollicitation mécanique est intermédiaire entre celle d'un solide élastique parfait, pour lequel la déformation est proportionnelle à la contrainte (loi de Hooke), et celle d'un liquide visqueux idéal, pour lequel la vitesse de déformation est proportionnelle à la contrainte (loi de Newton) [HALA-95]. Ainsi, un matériau viscoélastique présente des phénomènes d'élasticité 'retardée', car la réponse du matériau est quasi-réversible, mais en attendant suffisamment longtemps [GSEL-95].

II.2. RELAXATION

La relaxation est la disparition progressive de l'état de contrainte d'un corps auquel on a imposé et maintenu une déformation limitée, constante. Pour l'investigation des cinétiques de relaxation, les tests à déformation constante sont préférés, et on obtient les courbes $\sigma(t)$. La durée de relaxation dans les polymères est généralement très longue.

Ce phénomène de relaxation pourrait éventuellement trouver son importance lors du contact prolongé du module dans le tube, se traduisant par une diminution de l'effort de maintien (fig. A4.3). Cependant, étant donnée la fréquence probable d'actionnement des modules (chapitre 5), ce phénomène sera négligé dans l'étude de validité de dimensionnement du cadre.

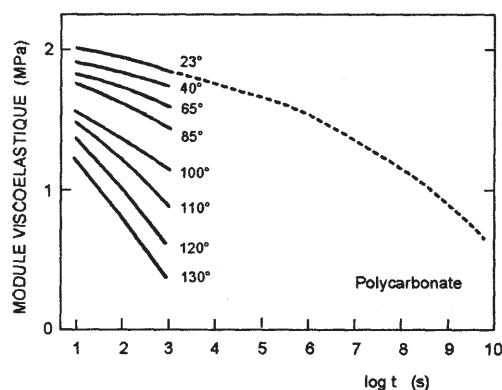


Figure A4.3. : *Relaxation viscoélastique du PC à température ambiante [YANN-70]*

Par contre, le phénomène de relaxation pourra être, sinon une source d'erreur, du moins d'une influence non négligeable sur les résultats de mesure expérimentale quasi-statique (temps d'application de 20 s à chaque pas) d'efforts de serrage (chapitre 4). Ceci aura donc pour conséquence une sous estimation relative des efforts au contact, par rapport au cas réel où le temps de contact est plus court. Mais la quantification de cette influence est de détermination complexe, le capteur utilisé (constitué d'un matériau différent) présentant lui aussi ce phénomène.

II.3. FLUAGE

On entend par fluage, la déformation plastique progressive et non recouvrable d'un matériau au cours du temps, soumis à une contrainte constante. Le fluage est d'autant plus fort que la contrainte imposée est élevée. Les essais de fluage permettent donc d'estimer la stabilité d'un matériau sous des chargements prolongés.

La figure A4.4 montre que le polycarbonate présente un important phénomène de fluage à température ambiante, qui peut raisonnablement être négligé pour des contraintes inférieures à 40 MPa. Nous vérifierons lors des calculs de validation à l'aide du modèle aux éléments finis, que les contraintes maximales permettent de négliger ce fluage.

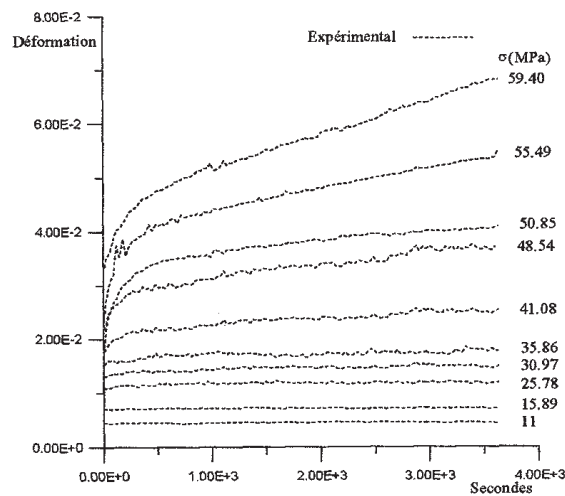


Figure A4.4. : Fluage longitudinal du PC pour différents états de contrainte de traction à température ambiante [JAZO-99]

II.4. COURBE CONTRAINTE - DEFORMATION

Dans les essais mécaniques des polymères à vitesse constante, on vérifie aisément que la contrainte n'est proportionnelle à la déformation que dans un stade initial très restreint (où l'on détermine le module élastique) [GSEL-95]. Même pour des déformations assez faibles (fig. A4.5), on note une courbure significative, ainsi qu'un phénomène d'hystérésis si la contrainte est relâchée. Pour notre étude, nous considérerons que les déformations sont telles que la courbure de la courbe contrainte-déformation est négligeable, et vérifierons que celles-ci restent en deçà d'une valeur de 2 %.

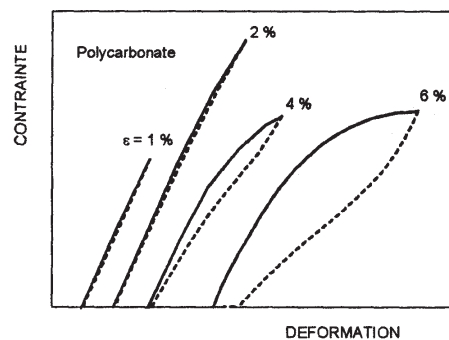


Figure A4.5. : Courbes contrainte - déformation du PC à température ambiante [BROW-86]

II.4.1. Influence de la température

On notera, d'après la figure A4.6, que dans l'intervalle de température d'utilisation de notre cadre élastique (zone en deçà de 350 K), le module évolue relativement peu en fonction de la température. On décidera donc de négliger l'influence de la température sur la rigidité du matériau dans notre modèle aux éléments finis. Par conséquent, la température aussi sera supposée constante (pas de modélisation du problème thermique).

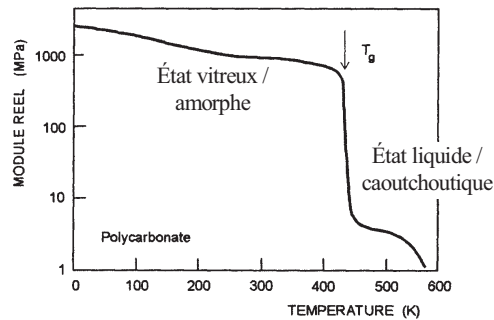


Figure A4.6. : *Module viscoélastique du PC à 1 Hz [DAVI-78]*

II.4.2. Influence de la vitesse

Une vitesse faible permettra, à température constante, une réorganisation macromoléculaire plus facile qu'à vitesse importante. Le module augmentera donc avec la vitesse. La figure A4.7 montre une influence très importante de la vitesse de chargement sur la courbe contrainte-déformation du matériau.

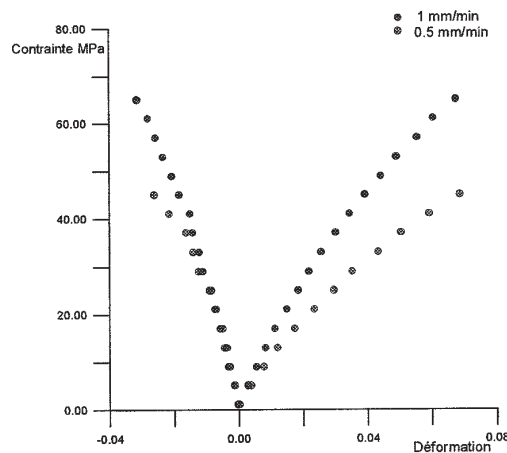


Figure A4.7. : *Influence de la vitesse de chargement sur la courbe contrainte-déformation (longitudinale et transversale) du polycarbonate en traction à température ambiante [JAZO-99]*

Dans notre cas, la vitesse de sollicitation est faible (modélisation et mesures en quasi-statique) mais difficilement quantifiable, car dépend des états de chargement (pour l'actionnement, comme pour l'étude du contact). Aussi, une étude précise devrait tenir compte de cette vitesse, ce qui ne peut être réalisé que par une modélisation dynamique complète du problème, basée sur le temps réel d'actionnement ou de mise en contact.

Pour notre étude simplifiée, en plus de la linéarité de la courbe contrainte-déformation choisie précédemment, nous considérerons le module d'élasticité déterminé expérimentalement par des essais quasi-statiques en 'flexion trois points', réalisés sur une poutre de dimensions égales à celles qui constituent le cadre élastique.

II.5. REMARQUE : MODELES VISCOELASTIQUES

Une étude faisant intervenir la courbure de la courbe contrainte-déformation et l'influence de la vitesse de déformation sur cette courbe caractéristique du comportement du matériau pourrait être menée, pour étudier les déformations au sein du cadre élastique, afin de vérifier la validité de son dimensionnement relativement au fonctionnement réel (fréquence d'actionnement ou mise en contact). Mais une telle complexité de modélisation et de calculs semble superflue, du moins avec le modèle actuel, tant que les déformations restent inférieures à une déformation limite, pour laquelle la courbure de la courbe contrainte-déformation est négligeable.

Si les déformations obtenues étaient telles que la non linéarité de cette courbe n'était plus négligeable, il conviendrait d'utiliser des modèles de viscoélasticité en tant que tels. Mais, le plus souvent, les modèles viscoélastiques linéaire ou non-linéaire ne sont validés que pour des chargements monotones [MAIR-92, JAZO-99]. Notons que les modèles de viscoplasticité (matériaux métalliques) peuvent être particularisés en modèles viscoélastiques non-linéaires (polymères) en éliminant tout seuil de plasticité, en choisissant une viscosité linéaire ou faiblement non linéaire, et en introduisant une possibilité de restauration complète des variables d'écrouissage.

III. DIMENSIONNEMENT

Le dimensionnement entre dans le contexte de la fiabilité, de la sécurité et de la durabilité des pièces en fonctionnement, soumises à leur chargement en service [GSEL-95]. Mais pour que les dimensions soient validées, il est nécessaire de pouvoir comparer les résultats obtenus avec un critère de limite élastique.

III.1. INFLUENCE DE LA TEMPERATURE D'UTILISATION

La connaissance des courbes de fluage et de relaxation du matériau employé permettra d'établir l'influence de la température de fonctionnement sur le comportement de la pièce. Ainsi, dans le cas du fluage, un essai à θ_3 sous une contrainte σ_1 peut engendrer une déformation équivalente à un essai sous σ_2 ($\sigma_2 > \sigma_1$) mais à θ_1 ($\theta_1 < \theta_3$). Une élévation de température agit donc comme une augmentation de contrainte.

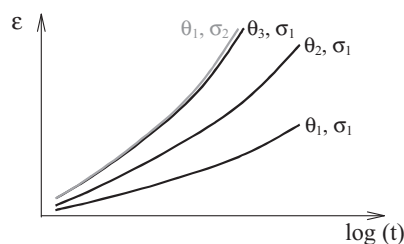


Figure A4.8. : Influence de la température sur les courbes de fluage d'après [TROT-96]

Il conviendra de vérifier si cette augmentation de température est significative dans notre cas (perspectives).

III.2. LIMITE ELASTIQUE ET CRITERE DE PLASTICITE

III.2.1. Contrainte limite élastique

Certains polymères ne présentent pas de limite élastique [GSEL-95]. C'est le cas des polymères fragiles où l'échantillon casse dans le stade viscoélastique, ou des élastomères (comportement hyperélastique). Lorsqu'une limite élastique se produit, en général pour une déformation de l'ordre de 5 %, elle se manifeste (fig. A4.9.a) soit sous forme d'un maximum local ('crochet') de la courbe ($\epsilon_N; \sigma_N$) ($(L-L_0)/L_0$; F/S_0), soit d'un brusque changement de pente ('genou') de celle-ci. Ils permettent de définir le 'seuil de plasticité' (norme d'essai de traction ISO R257) en contrainte et en déformation, marquant les frontières du domaine d'utilisation normale des polymères. Ce seuil correspond à la transition vitreuse, considérée comme une surface frontière dans l'espace tridimensionnel temps – température – contrainte. Dans le cas d'un comportement de type 'crochet', la contrainte au seuil d'écoulement haut (correspondant au haut du crochet) est généralement utilisée comme limite d'élasticité, ce qui n'est pas rigoureux mais simplement pratique [TROT-96].

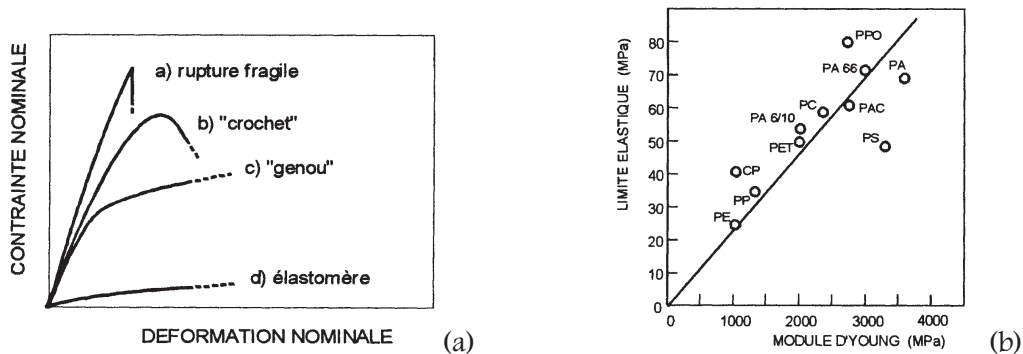


Figure A4.9. : Comportements typiques des polymères [GSEL-95] (a) et dépendance de la limite élastique au module d'Young [BROW-86] (b)

Certains auteurs comme Brown (1986) ont mis en évidence une certaine corrélation phénoménologique entre la limite élastique et le module d'élasticité initial. La figure A4.9.b montre que la contrainte limite élastique croît régulièrement avec E pour toute une gamme de polymères, mais que de plus le rapport $\sigma_{\text{élas}}/E$ est de l'ordre de 0,025 à température ambiante (10 fois plus élevé que pour les métaux). Cette caractéristique a d'ailleurs été utilisée, amenant au choix d'un matériau polymère pour la réalisation du cadre élastique de notre module de locomotion.

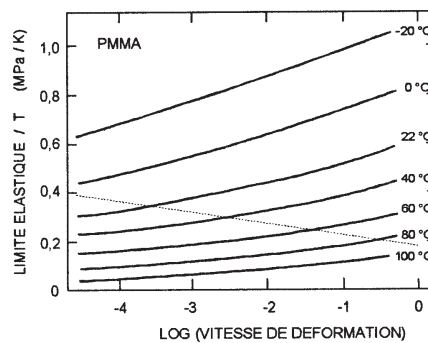


Figure A4.10. : Influence de la vitesse et de la température sur la limite élastique du PMMA en compression [BAUW-73]

La vitesse de déformation et la température influent sur la contrainte limite élastique des polymères. La figure A4.10 illustre le cas d'un PMMA [BAUW-73]. L'allongement possible diminuera avec l'augmentation de la vitesse de chargement (bris fragile), mais sera moins sensible à ce paramètre que la contrainte limite.

III.2.2. Déformation limite élastique

La figure A4.11, qui correspond à notre matériau, montre que les déformations limites élastiques en compression et en traction varient peu, si l'on considère l'échauffement possible (jusqu'à 90°C environ) et des vitesses de déformations effectivement proches de 10^{-4} s^{-1} , bien que la contrainte limite élastique, elle, varie sensiblement. C'est pourquoi, plutôt que de choisir d'appliquer comme critère simplifié la contrainte limite élastique, nous nous baserons sur une déformation limite élastique choisie de 2 %. Cependant, on pourra par la suite affiner la validation des dimensions du prototype, à l'aide d'un critère de plasticité éprouvé (paragraphe III.2.3). Mais les intérêts d'une telle étude seront moindres, une attention plus particulière devant être portée à la tenue à la fatigue de cette pièce, qui devrait s'avérer plus limitative.

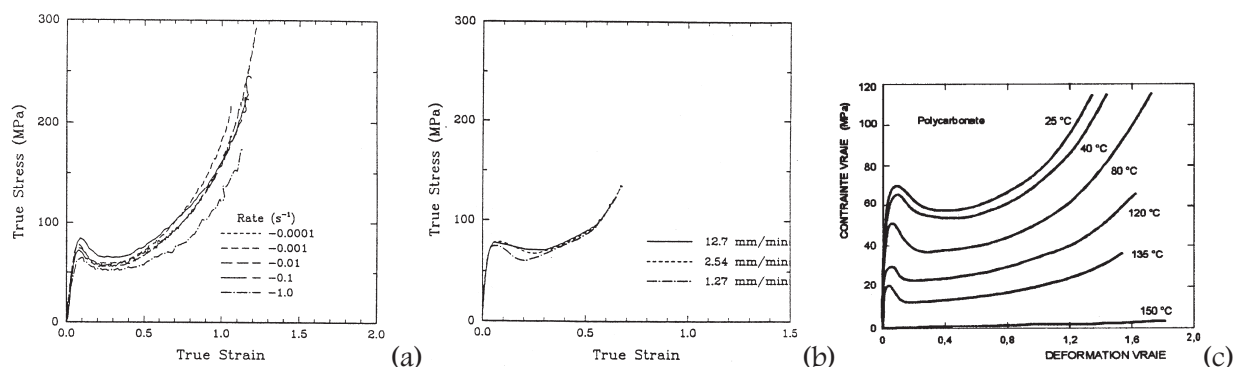


Figure A4.11. : Courbe contrainte / déformation du PC pour différentes vitesses de déformation lors d'essais de compression (a) et de traction (b) à température ambiante [BOYC-90] et influence de la température sur son comportement viscoélastoplastique ($\dot{\epsilon}=10^{-4} \text{ s}^{-1}$) [GSEL-95] (c)

III.2.3. Remarque : Critères de plasticité

III.2.3.a. Critères classiques utilisés pour les métaux

Selon le critère de la contrainte maximale, la contrainte principale maximale σ_1 doit rester inférieur à la contrainte limite élastique du matériau en chaque point (essai de traction). Ce critère est aujourd'hui totalement abandonné, tout comme celui de Saint-Venant, qui concerne les déformations.

Le critère basé sur le cisaillement maximal (Guest et Mohr) se vérifie assez bien pour les matériaux ductiles. L'expérience fait apparaître des divergences très importantes pour les matériaux possédant des limites élastiques en traction et compression très différentes.

Le critère de l'énergie de cisaillement ou de Von Mises donne, lui aussi, des résultats satisfaisants pour les matériaux ductiles, et moins satisfaisants lorsque les limites élastiques en traction R_e et en compression R_c sont très différentes.

Le critère de Tresca [GSEL-95] suppose que le seuil de plasticité est lié à la contrainte de cisaillement maximale.

Le critère de la courbe intrinsèque (Mohr-Cauchot) est basé sur une courbe limite déterminée de manière expérimentale. Si l'on assimile la courbe intrinsèque à la tangente commune aux cercles de Mohr de traction pure et de compression pure, le calcul de la contrainte équivalente est donné en fonction de R_e et R_c . Ce dernier critère fournit une très bonne approximation quand les contraintes principales extrêmes (σ_1 et σ_3) sont de signe contraire. Il est le plus utilisé à l'heure actuelle.

III.2.3.b. Critères appropriés aux polymères

Les théories de la plasticité dans les polymères deviennent de plus en plus détaillées et rendent compte aujourd'hui assez fidèlement de l'influence des paramètres 'température' et 'vitesse'. Il est important de signaler l'influence particulièrement marquée de la contrainte hydrostatique sur la limite élastique. Plusieurs critères ont été proposés pour rendre compte de cette influence.

Ainsi, par exemple, le critère de Drucker Prager, utilisé généralement pour les métaux, peut s'appliquer aux polymères (et est alors proche de celui de Raghava). Il fait intervenir (contrairement à Von Mises et Tresca) l'effet de la pression hydrostatique.

Par ailleurs, d'après les travaux de Sternstein (1975), il apparaît qu'un critère de Von Mises modifié s'adapte bien à la plupart des polymères solides, sous la forme :

$$\sigma_{\text{équ.}} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} = \tau_0 - \alpha \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$$

où τ_0 est une caractéristique intrinsèque du matériau représentant la contrainte octaédrale critique à la limite élastique (observée en cisaillement pur).

Récemment, Quinson a validé les critères modifiés de Tresca et de Von Mises, sur des polymères amorphes, sollicités en traction uniaxiale, compression uniaxiale et cisaillement simple pour des températures variant entre 20 et 90°C [QUIN-95].

III.3. FATIGUE ET VIEILLISSEMENT

Pour déterminer la tenue à la fatigue d'une pièce mécanique, des essais à long terme sous sollicitations répétées (significatives de celles rencontrées lors du fonctionnement) doivent être réalisés. En effet, les pièces mécaniques sont généralement soumises à des efforts variables dans le temps. La durée de vie pourra être caractérisée par une limite de déformation.

Pour les chargements de type cyclique sur des pièces complexes, la plupart des analyses de durée de vie sont effectuées de manière théorique au travers des étapes suivantes [GSEL-95] :

- détermination des lois de comportement du matériau (relations contrainte - déformation) faisant intervenir le temps, la température
- calcul des contraintes et déformations dans la structure, connaissant les charges appliquées, le champs de température et leurs évolutions (ce calcul peut s'effectuer au moyen des éléments finis, en incorporant les lois de comportement du matériau)
- prévision de l'endommagement de la structure, ou du temps ou du nombre de cycles avant amorçage d'une fissure macroscopique, à partir des contraintes et déformations calculées dans l'étape précédente. Une tendance actuelle, utile pour certains cas d'application complexes, est d'aborder le couplage déformation-endommagement.

Le caractère viscoélastique d'un polymère conduit à une perte de travail au sein de celui-ci à chaque cycle (frottement interne), générant un échauffement du matériau [TROT-96]. Cet échauffement peut être suffisant pour amener le matériau à une température interne supérieure à la température de transition vitreuse, par exemple. Aussi, bien que connaissant la température du milieu ambiant, la température réelle d'équilibre du matériau pourra se révéler beaucoup plus élevée.

La fréquence des sollicitations est aussi importante, puisqu'elle augmentera le travail perdu au sein du matériau par unité de temps. Il faudra donc conduire les essais avec une fréquence proche de la réalité.

La géométrie de l'échantillon joue un rôle important dans l'échange thermique avec le milieu ambiant. Ainsi, un échantillon plat offre un meilleur échange qu'un échantillon compact. Ceci pourra être un paramètre intéressant pour notre étude compte tenu de la faible épaisseur des plaques constitutives du cadre, permettant éventuellement de négliger l'échauffement du matériau dû aux échanges thermiques avec l'extérieur (et aussi avec les fils AMF chauffés). Ceci est d'autant plus probable que le PC est un bon isolant thermique (conductivité thermique : $0,2 \text{ W/m.K}$). Ainsi, comme le gradient thermique est somme toute relativement faible (la température de transformation de phase des fils AMF est de l'ordre de 70°C), il semble que cet échauffement ne soit pas une source de modification significative des caractéristiques mécaniques du matériau.

Le vieillissement, quant à lui, pourra être d'ordre physique, thermique ou climatique.

IV. CONCLUSION

Dans la pratique courante, le comportement en service des polymères est essentiellement limité à des déformations viscoélastiques faibles [GSEL-95], l'objectif étant de ne pas dépasser le seuil de plasticité et d'éviter la rupture brutale ou différée. Nous situerons donc notre étude dans le domaine des petites déformations.

Nous avons réalisé, à l'aide des considérations détaillées précédemment, concernant l'utilisation du matériau dans notre modèle éléments finis, les choix suivants :

Dans la zone d'utilisation en température (autour de 350 K), bien que le PC soit ductile, on négligera l'influence de variations de température sur la rigidité du matériau.

La modélisation étant statique, et les mesures effectuées au chapitre 4 étant réalisées en quasi-statique, la vitesse de sollicitation est faible. Mais la base de temps étant inférieure à la minute, le phénomène de relaxation sera négligé. Le phénomène de fluage, lui, sera négligé pour des contraintes inférieures à 40 MPa (ce que nous vérifierons avec notre modèle, dans les cas de charge étudiés).

Dans la mesure où les déformations restent en deçà d'une valeur de 2% , la courbe contrainte-déformation sera supposée linéaire. Nous utiliserons alors le module d'élasticité $E=2 \ 100 \text{ MPa}$, déterminé expérimentalement par des essais quasi-statiques en 'flexion trois points'.

A l'aide de considérations sur les conditions de température et de vitesse, et dans le but de valider notre étude dimensionnelle sous charge, nous avons retenu, comme critère simplifié, une déformation limite élastique en compression et en traction de 2% . Ce critère possède l'avantage d'être peu sensible à l'échauffement possible du matériau par échanges thermiques (et non par frottement interne), à l'opposée de la contrainte limite élastique.

Annexe 5

RESOLUTION NUMERIQUE DU PROBLEME STATIQUE DE CHARGEMENT SYMETRIQUE D'UN CADRE POST~FLAMBE

Le but de cette annexe est de présenter une résolution des équations d'équilibre statique, afin de valider le modèle éléments finis utilisé (c'est-à-dire la méthode de résolution employée et les conditions limites adoptées), par la comparaison des déplacements et efforts obtenus dans le cas précis du chargement symétrique d'un cadre carré post-flambé. Par raison de symétrie, les équations seront résolues pour une demi-poutre, et les résultats du cadre complet en seront déduits. On recherchera, outre la déformée, la courbe effort - flèche imposée et la courbe d'évolution de l'effort de réaction au pivot.

I. INTRODUCTION

On se propose d'étudier, à l'aide des équations de la statique, le chargement symétrique progressif d'un cadre carré post-flambé. On suppose que la mise en charge est une succession d'états d'équilibre stable. Cette étude ne constitue donc en aucun cas une étude dynamique du basculement de la structure. La figure A5.1 montre un tel cadre post-flambé dans son état d'équilibre à vide et lorsqu'il est soumis à un chargement symétrique.

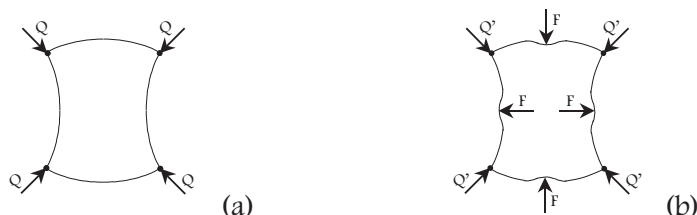


Figure A5.1. : *Cadre carré post-flambé à l'état d'équilibre (a) et sous chargement transversal symétrique (b)*

Compte tenu de la dualité qu'il existe, pour le chargement du cadre élastique, entre efforts appliqués et déplacements imposés, nous choisirons d'exploiter cette seconde situation. Ainsi, nous chercherons à obtenir, pour un cadre carré post-flambé donné, l'évolution des efforts de réaction au point de chargement et au pivot en fonction de la flèche imposée au centre de chaque poutre constituant le cadre. Le matériau constituant le cadre interviendra par l'intermédiaire de son module d'Young. Chaque courbe pourra fournir un moyen de validation des résultats fournis par la résolution du modèle par éléments finis.

II. MISE EN EQUATION DE LA DEMI-POUTRE

II.1. SCHEMA ET PARAMETRAGE

Pour simplifier l'étude, on suppose que les plaques constituant le cadre élastique sont assimilables à des poutres. Pour des raisons de symétrie, on supposera que la déformée possède une tangente horizontale au centre de la poutre. De plus, le problème pourra se résumer en l'étude d'une demi poutre contrainte en déplacements, et où les coupures réalisées feront apparaître les inconnues hyperstatiques F et P , l'extrémité A (point d'application du chargement transversal) étant encastree, et l'extrémité O montée sur pivot libre.

La figure A5.2 montre la déformée de la demi-poutre AO de longueur $l/2$, par application en A et O de déplacements imposés connus. x_a est le demi entraxe et y_0 la flèche au point A (déplacement imposé). Dans le repère choisi, les coordonnées des deux extrémités sont donc : $A(0, y_0)$ et $O(x_a, 0)$. On note E le module d'Young du matériau, I le moment quadratique de la section, α l'angle au pivot. Soient $M(x, y)$ un point quelconque de la déformée, $OM=s$ son abscisse curviligne et θ l'angle que fait la tangente à la déformée en M . Les inconnues hyperstatiques ont pour norme respective P et F .

Remarquons qu'en raison de la coupure en A, l'effort F obtenu sera à multiplier par deux pour obtenir la réaction réelle au centre de la poutre.

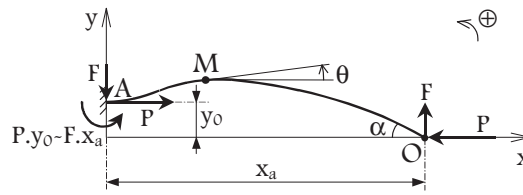


Figure A5.2. : Demi-poutre post-flambée à extrémités contraintes en déplacements (utilisation de la symétrie)

II.2. ÉQUATION DE DEFORMATION

L'étude devant porter sur les grands déplacements de flambage, l'équation fondamentale de la déformation de flexion, où M_f est le moment de flexion dans la barre et R est le rayon de courbure de la ligne moyenne déformée, est :

$$EI \cdot \frac{1}{R} = -M_f.$$

Comme $\frac{1}{R} = \frac{d\theta}{ds}$ et $M_f(M) = F(x - x_a) + P.y$, on a :

$$EI \cdot \frac{d\theta}{ds} = F(x_a - x) - P.y$$

III. RESOLUTION PAR UN ALGORITHME DE RUNGE-KUTTA

III.1. MISE EN FORME DU PROBLEME

Si l'on différencie les équations $dy/ds = \sin\theta$ et $dx/ds = \cos\theta$ par rapport à s , on obtient :

$$\begin{cases} \frac{d^2y}{ds^2} = \frac{d\theta}{ds} \cdot \cos\theta = \frac{F(x_a - x) - P.y}{EI} \cdot \cos\theta & (E_1) \\ \frac{d^2x}{ds^2} = -\frac{d\theta}{ds} \cdot \sin\theta = \frac{P.y - F(x_a - x)}{EI} \cdot \sin\theta & (E_2) \end{cases}$$

On pose :

$$\begin{cases} u(s) = x(s) \\ v(s) = y(s) \\ w(s) = \dot{x}(s) \\ r(s) = \dot{y}(s) \end{cases}$$

Ainsi, le couple de fonctions (u,v) est solution du système différentiel (E₁)U(E₂) sur [0, ℓ/2] :

$$\Leftrightarrow \forall s \in [0, \ell/2], \begin{cases} u'(s) = w(s) \\ v'(s) = r(s) \\ w'(s) = \left(\frac{P.v - F(x_a - u)}{EI} . r \right)(s) \\ r'(s) = \left(\frac{F(x_a - u) - P.v}{EI} . w \right)(s) \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \forall s \in [0, \ell/2], (u', v', w', r')(s) = Y'(s) = f(s, (u, v, w, r)(s))$$

$$\text{avec } Y: [0, \ell/2] \rightarrow \mathcal{R}^4$$

$$s \mapsto (u, v, w, r)(s)$$

$$\text{et } f: [0, \ell/2] \times \mathcal{R}^4 \rightarrow \mathcal{R}^4$$

$$(s, (u, v, w, r)) \mapsto \left(w, r, \frac{P.v - F(x_a - u)}{EI} . r, \frac{F(x_a - u) - P.v}{EI} . w \right)$$

III.2. METHODE DE RESOLUTION

Étant donnée la symétrie du problème, les solutions recherchées répondront à une déformée à tangente horizontale au point A. Par conséquent, l'utilisation d'un algorithme de Runge-Kutta d'ordre 4 et de rang 5 (procédure disponible sous le logiciel de programmation de calcul formel MapleV), avec une discrétisation de la demi-poutre en n morceaux dont les extrémités respectives ont pour abscisse curviligne s₀ à s_n, et les données initiales (en A) s₀=0 et Y₀=(0 ; y₀ ; 1 ; 0) =(u ; v ; w ; r)(s₀), permettra d'obtenir Y_n=(u ; v ; w ; r)(s_n) (en O), une approximation de (x_a ; 0 ; cosα ; -sinα), en fonction des données du problème et des efforts P et F.

Ensuite, les valeurs approchées des inconnues hyperstatiques P et F (et de l'angle α) seront obtenues par identification. Les résultats de la résolution permettront de tracer la déformée. La résolution de cet algorithme pour différentes valeurs de y₀ permettra d'obtenir la courbe effort / déplacement actionneur, ainsi que l'évolution de l'effort au pivot.

III.3. ALGORITHME DE PROGRAMMATION

On précise les caractéristiques matérielle et dimensionnelles de la demi-poutre au repos.

On la discrétise en n morceaux ; il y a donc n+1 valeurs de s.

Le vecteur solution contiendra les coordonnées (x ; y) du point M d'abscisse curviligne s (qui est la variable).

La méthode de résolution employée nécessitant des données exclusivement numériques, on calcule un ensemble de solutions potentielles, pour différents couples (F ; P) représentatifs de tout un domaine. Le système à résoudre (résolution par la procédure 'dverk78' de MapleV) est donc :

$$\forall s \in [0, \ell/2], \left\{ \begin{array}{l} u'(s) = w(s) \\ v'(s) = r(s) \\ w'(s) = \left(\frac{P \cdot v - F(x_a - u)}{EI} \cdot r \right)(s) \\ r'(s) = \left(\frac{F(x_a - u) - P \cdot v}{EI} \cdot w \right)(s) \\ u(s_0) = 0 \\ v(s_0) = y_0 \\ w(s_0) = 1 \\ r(s_0) = 0 \end{array} \right. \quad \text{qui fournit} \quad \forall s \in [0, \ell/2], \left\{ \begin{array}{l} u(s) \\ v(s) \\ w(s) \\ r(s) \end{array} \right.$$

Le système étant résolu, c'est à dire que l'on connaît les quatre fonctions $x(s)$, $y(s)$, $dx/ds(s)$, $dy/ds(s)$ sur l'intervalle $[0, \ell/2]$ pour les triplés (y_0, F, P) donnés, il convient de sélectionner parmi toutes les solutions celles qui répondent aux critères suivants :

- $\cos \alpha$ et $\sin \alpha$ sont effectivement entre -1 et $+1$
- α est négatif

Parmi les solutions retenues, on recherche ensuite, pour un y_0 donné, le couple (F, P) pour lequel les fonctions solution x et y positionnent l'extrémité de la poutre (de coordonnées $x(s_n)$ et $y(s_n)$) au point $(x_a, 0)$ (à une erreur près). Ce couple (F, P) fournira donc une valeur numérique approchée de chaque inconnue hyperstatique.

On réalise la résolution pour différentes valeurs de y_0 , afin de pouvoir tracer les courbes d'évolution recherchées.

IV. ANALYSE DES RESULTATS

L'obtention de 22 points permettant de tracer les courbes d'évolution des efforts actionneur et au pivot en fonction du déplacement imposé au centre de chaque plaque du cadre, par cette méthode de résolution, a nécessité environ 16 heures de calcul sur un PC (400 MHz, 64.0 Mo de RAM).

Les résultats suivants sont donnés pour le cadre de caractéristiques géométriques et matérielle suivantes : $h = 3$ mm, $e = 0,24$ mm, $\ell = 30$ mm, $2 x_a = 29,24$ mm, $E = 2 \cdot 10^5$ MPa.

La demi-poutre a été discrétisée en 20 morceaux. Les couples (F, P) réalisent une discrétisation de F tous les 0,003 N, et de P tous les 0,02 N, dans le domaine $[-0,005 ; 0,1] \times [0,05 ; 0,8]$ (unités : N). L'erreur autorisée pour la validité de l'angle α est 0,001 rad. Les y_0 imposés décrivent l'intervalle $[3,1 ; -1,1]$.

IV.1. DEFORMEE

La figure A5.3 montre la déformée du cadre obtenue par la résolution précédente, et en utilisant la symétrie du problème, pour une flèche imposée de 2,1 mm au centre de chaque plaque.

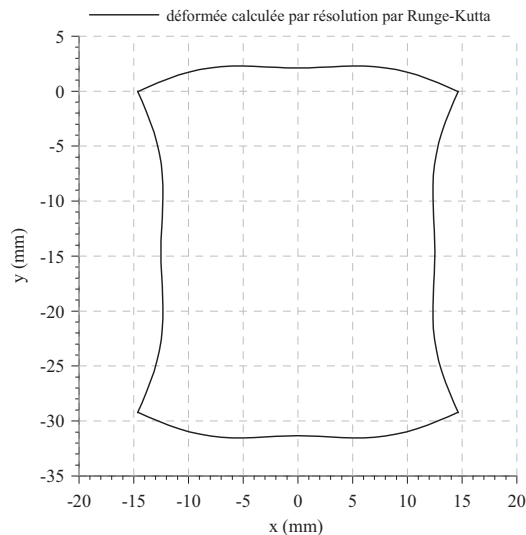


Figure A5.3. : Déformée du cadre symétriquement chargé (flèche imposée = 2,1 mm)

IV.2. COURBE EFFORT/FLECHE IMPOSEE

On tracera ici la courbe effort de réaction/flèche imposée pour le cadre symétrique, symétriquement chargé, relative au milieu du côté supérieur de ce cadre. Les courbes relatives aux autres points de chargement pourront être déduites par des considérations de symétrie à partir des résultats de la résolution numérique précédente (figure A5.4). Cette annexe ayant pour but de valider les résultats fournis par le modèle aux éléments finis, on superpose la courbe obtenue par résolution du même problème à l'aide du modèle aux points calculés par la résolution numérique présentée ici.

On a vu que la résolution précédente fournit la norme de l'effort actionneur \vec{F} sur un côté du cadre, en multipliant par deux le résultat donné par la résolution précédente (coupure). Si on considère un chargement transversal par déplacement imposé, l'effort de réaction du point de chargement considéré sur le cadre sera orienté vers le bas.

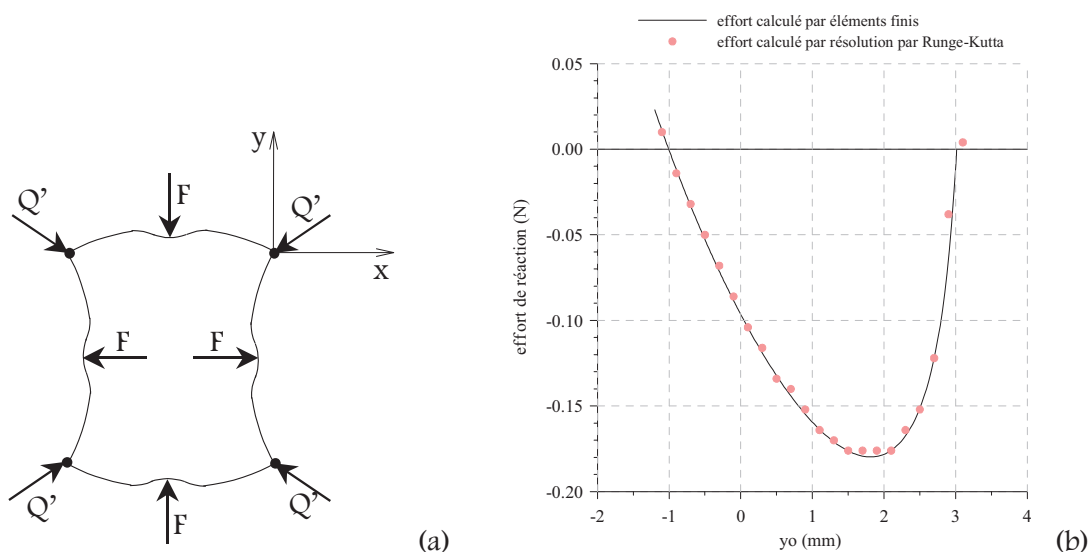


Figure A5.4. : Efforts de réaction du point de chargement sur le cadre, correspondant à un déplacement imposé (a) et courbe effort de réaction / flèche imposée pour le côté supérieur (b)

On peut, à partir de cette courbe, estimer les caractéristiques de basculement du cadre à vide dans le cas d'un actionnement direct simultané des quatre côtés. Ainsi, l'effort actionneur, c'est à dire l'effort minimal qu'il faudra fournir pour obtenir le basculement du cadre dans son état symétrique, aura pour norme 0,180 N. De plus, le déplacement actionneur (flèche de basculement) vaut $-1,00$ mm, ce qui correspond à un déplacement du point d'application de $3,02 - (-1,00) = 4,02$ mm, ou encore à un rapprochement (resp. écartement) des milieux des côtés haut et bas (resp. gauche et droite) de 8,04 mm. Il conviendrait alors en pratique de pouvoir fournir au minimum un tel déplacement.

IV.3. EFFORT AU PIVOT

Compte tenu de la symétrie du problème, l'effort de réaction d'un pivot choisi (ici le pivot supérieur droit) sur le cadre peut être déduit des résultats F et P de la résolution précédente (figure A5.5). En effet, dans ce cas, le théorème de superposition des efforts peut être utilisé, et l'effort \vec{Q}' aura pour composantes respectives $-(P+F)$ suivant \vec{x} , et $-(P-F)$ suivant \vec{y} .

La valeur des efforts produits par le cadre élastique sur les pivots est nécessaire pour réaliser un dimensionnement correct de la cage squelette du module. En effet, celle-ci doit résister à ces sollicitations, qui sont presque multipliées par 8 entre l'état d'équilibre de post-flambage et l'instant de basculement.

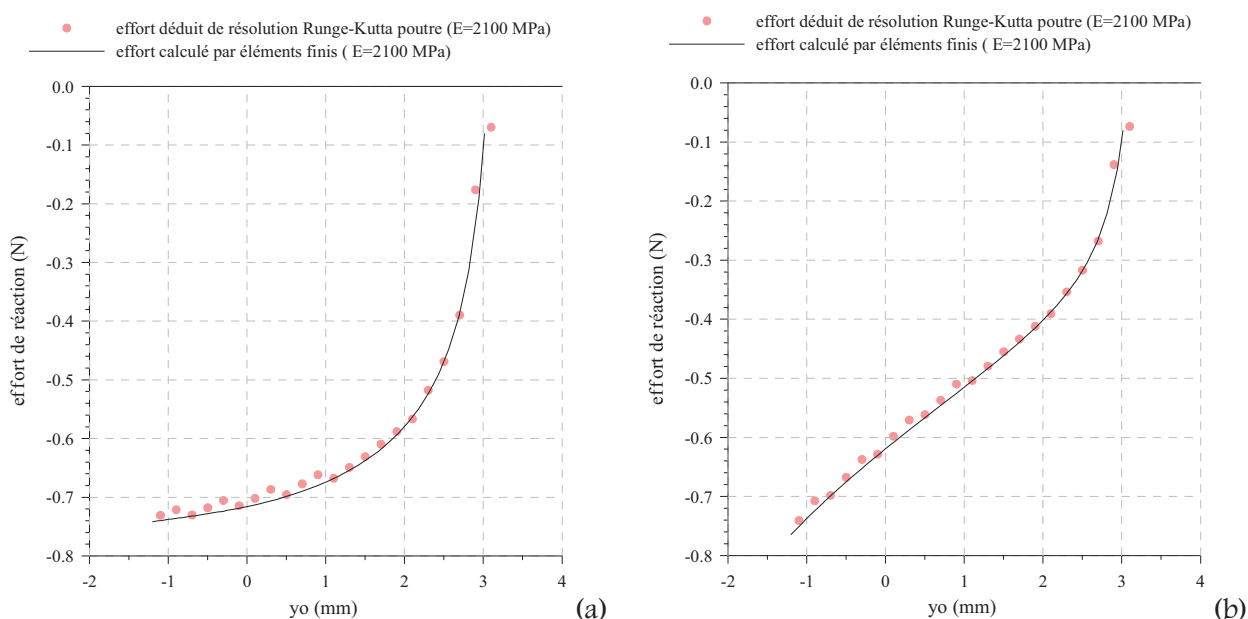


Figure A5.5. : Efforts de réaction du pivot supérieur droit sur le cadre en fonction de la flèche imposée : composante suivant \vec{x} (a) et composante suivant \vec{y} (b)

Annexe 6

MODELE DE COMPORTEMENT DU CAPTEUR DEVELOPPE

Cette annexe présente le protocole d'étalonnage réalisé, ainsi que le modèle et l'algorithme de traitement des mesures, nécessaires à l'utilisation optimale du capteur développé pour les bancs de caractérisation mécanique de la structure.

I. PROTOCOLE D'ETALONNAGE

A l'aide de considérations faites à partir de courbes théoriques de chargement transversal (en N/mm), à mesurer effectivement à l'aide du capteur, et de la vitesse moyenne de mise en charge (quasi-statique) de la structure par déplacement imposé (en mm/s), nous avons pu définir des gammes de vitesse équivalente de chargement mécanique (en N/s) pour réaliser l'étalonnage complet de notre capteur, et permettre son utilisation dans différentes gammes de mesure. Les bornes du domaine ont été élargies (multipliées par deux et majorées) afin de pouvoir mesurer convenablement des réponses imprévues. Nous appelons 'vitesse de chargement équivalente' le rapport (incrément de charge)/(écart entre deux acquisitions), le chargement étant réalisé de façon discontinue et quasi instantanée, et les acquisitions étant moyennées sur un intervalle de temps choisi.

Aussi, la prise en compte des conditions matérielles de chargement manuel (masses disponibles, et temps de manipulation raisonnables) a-t-elle nécessité une optimisation des différents protocoles d'étalonnage, conduisant à la définition des conditions de manipulation ultérieures sur la structure, respectant ainsi les conditions d'utilisation du capteur (en terme de gamme et de vitesse de chargement).

Gamme de mesure (N)	Incrément de charge (N)	Ecart entre deux chargements et/ou acquisitions (s)	Vitesses de chargement équivalentes (N/s)
0-0,20	0,020	19	0,001
		9	0,002
		5	0,004
		3	0,007
0-0,47	0,047	19	0,002
		9	0,005
		5	0,009
		3	0,016
0-1,05	0,105	19	0,006
		9	0,012
		5	0,021
		3	0,035
0-2,89	0,289	19	0,015
		9	0,032
		5	0,058
		3	0,096

Tableau A6.1. : Les différents protocoles d'étalonnage réalisés sur le capteur

L'étalonnage sera donc réalisé en charge-décharge et décharge-recharge, en traction (pour l'utilisation lors des manipulations longitudinales de basculement) et en compression (pour l'utilisation lors des manipulations transversales de basculement et de contact), pour ces différentes vitesses de chargement équivalentes, et ces différentes gammes de mesure. La figure A6.1 montre l'influence de la vitesse de chargement sur les courbes d'étalonnage du capteur en traction, en charge puis décharge, et en décharge puis recharge, sur la gamme [0-2,89 N].

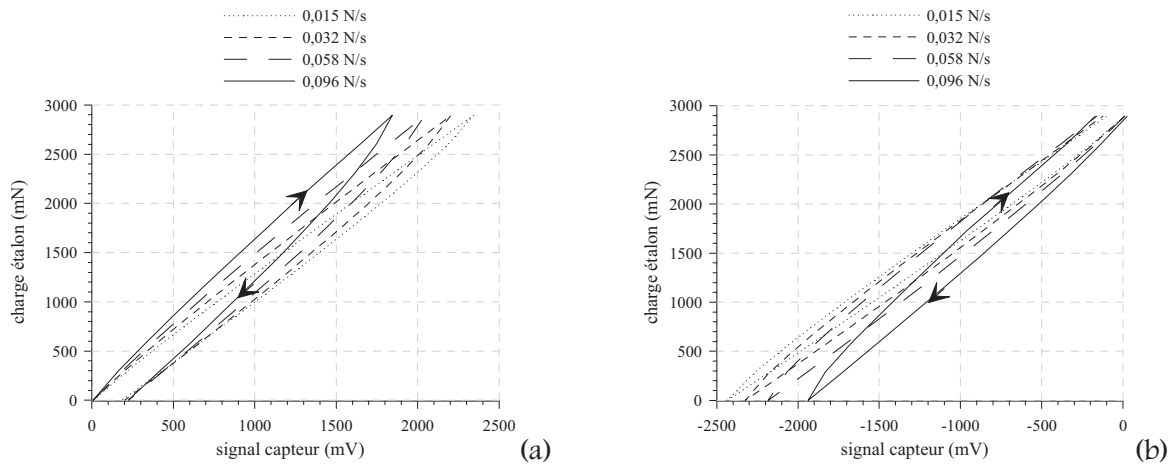


Figure A6.1. : Influence de la vitesse de chargement sur la courbe d'étalonnage en traction, en charge puis décharge (a) et en décharge puis recharge (b) sur la gamme [0-2,89 N], et mise en évidence des hystérésis

II. MODELISATION DES HYSTERESIS

On s'aperçoit que la non prise en compte de l'hystérésis dans l'utilisation du capteur (par l'intermédiaire d'une courbe d'étalonnage unique et fixée) entraîne une très mauvaise précision des résultats. C'est pourquoi une modélisation aussi simple que possible, permettant de prendre en compte de manière suffisamment rigoureuse l'hystérésis qui apparaît lors d'un chargement non monotone en effort, que ce soit en traction ou en compression, est nécessaire. Aussi, l'influence de la vitesse est-elle primordiale dans le calcul de la sensibilité du capteur (pente des droites de régression).

II.1. PARAMETRAGE

On choisira de modéliser le comportement du capteur, dans la gamme de chargement et de vitesse ci-dessus, par des droites tant que le chargement est monotone (en montée ou descente), reliées par une droite dite 'de raccordement' intervenant lors d'un changement de sens de chargement, et prenant en compte la non-linéarité du capteur lors de la durée de stabilisation qui suit ce changement de sens. La figure A6.2 définit les grandeurs utilisées pour la modélisation du comportement du capteur : Δh représente l'hystérésis en effort, Δr et Δy caractérisent le phénomène 'transitoire'. On définira aussi A_{rac} , pente de la droite de raccordement, et A_{char} pente de la droite de charge et de décharge.

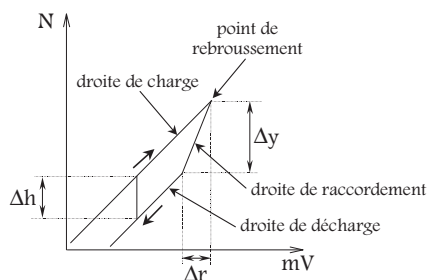


Figure A6.2. : Modélisation utilisée dans l'algorithme de traitement, pour une utilisation optimale du capteur

II.2. CORRELATION

Connaissant les valeurs réelles de Δh , Δr , A_{char} et A_{rac} , on cherchera à les exprimer en fonction de la charge au point de rebroussement et de la vitesse équivalente de chargement, car ce sont ces valeurs qui seront quelconques lors des expériences sur la structure. Il s'agit donc de trouver une corrélation permettant d'étendre la modélisation du comportement du capteur à un chargement quelconque. Une étude détaillée, à l'aide des mesures réalisées lors du protocole d'étalonnage, permet de déterminer que :

$$\Delta h = A_{hys}(C) \cdot \ln(\omega) + B_{hys}(C),$$

où A_{hys} et B_{hys} sont des fonctions linéaires de la charge de rebroussement, notée C , et que :

$$A_{char} = A_c(C_m) \cdot \omega + B_c(C_m) \quad \text{et} \quad A_{rac} = A_r(C) \cdot \omega + B_r(C),$$

où A_c (resp. A_r) est une fonction puissance négative de la charge moyenne d'utilisation du capteur ($C_m=1,5$ N) (resp. de la charge de rebroussement), et B_c et B_r sont des fonctions linéaires respectives de ces mêmes charges. Pour des raisons de continuité des courbes d'étalonnage, on aura :

$$\Delta r = \frac{\Delta h}{A_{rac} - A_{char}} \quad \text{puis,} \quad A_{rac} \text{ calculée} = \frac{\Delta h}{\Delta r} + A_{char}$$

Ainsi, quels que soient l'effort de rebroussement et la vitesse de chargement, la courbe d'étalonnage en traction est complètement définie. On procède de la même manière pour l'étalonnage en recharge, et également dans le cas de la compression du capteur.

II.3. ALGORITHME DE TRAITEMENT

L'utilisation du capteur nécessite alors de pouvoir évaluer l'effort à partir du signal issu du capteur. Ceci sera fait grâce à l'exploitation du modèle numérique identifié, par un algorithme de traitement des données recueillies. Pour chaque manipulation, le zéro sera réglé lors d'une phase d'initialisation. Ensuite, à chaque incrément $n+1$, l'effort en Newton sera déduit de l'effort précédant à l'aide de considérations sur l'évolution du signal en mV, et permettra de situer le point courant, dans l'espace (tension ; effort) : soit sur une droite de charge, soit sur une droite de décharge, prenant éventuellement en compte une hystérésis, ou encore une droite de raccordement, sous certaines conditions, lors d'un changement de sens de variation du signal. L'algorithme utilisé est décrit sur la figure A6.3, dans le cas de la traction.

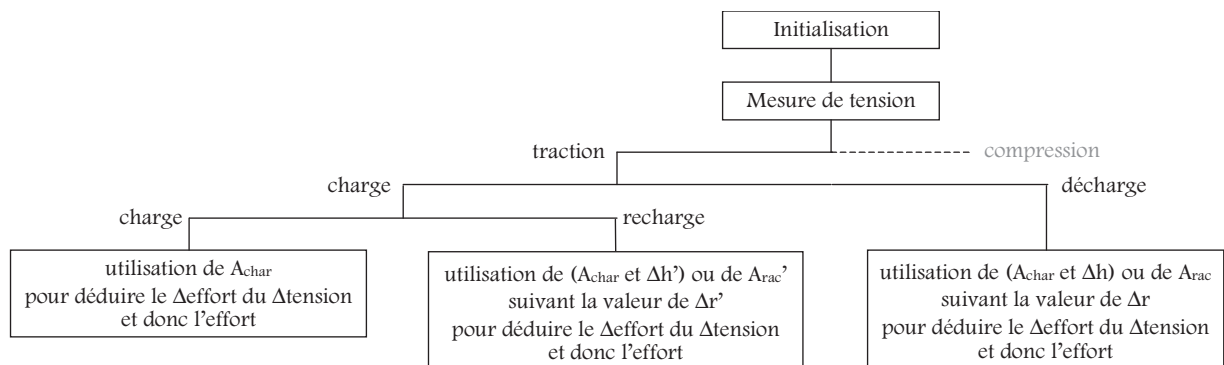


Figure A6.3. : Principe du traitement des données capteur (exemple du cas de la traction)

III. VALIDATION DU MODELE

On a pu estimer la précision du capteur, en prenant en compte : l'écart de linéarité du modèle par rapport aux résultats expérimentaux, l'erreur due à la résolution de la carte E/S, l'erreur de réglage du zéro et l'erreur de répétabilité estimée sur différents essais (tableau A6.2).

type de chargement	traction				compression			
effort de rebroussement (N)	0,20	0,47	1,05	2,89	0,20	0,47	1,05	2,89
erreur en décharge (%)	6	4	3	3	7	4	3	3
erreur en recharge (%)	5	5	5	5	7	5	6	5

Tableau A6.2. : Précision estimée du capteur

Différents essais de chargements variables ont été réalisés afin de valider l'application développée, pour l'utilisation de notre capteur soumis à des charges quelconques (mais il faut s'assurer que le chargement réalisé appartient effectivement au domaine d'utilisation du capteur, tant en charge qu'en vitesse). La figure A6.4 illustre les résultats obtenus, et montrent la fidélité des résultats par l'utilisation du modèle développé, en comparaison avec l'utilisation d'une droite d'étalonnage moyenne et unique ne prenant pas en compte la vitesse de chargement. Nous reviendrons dans les chapitres 4 et 5 que notre capteur mesurera les efforts à environ 7 % près.

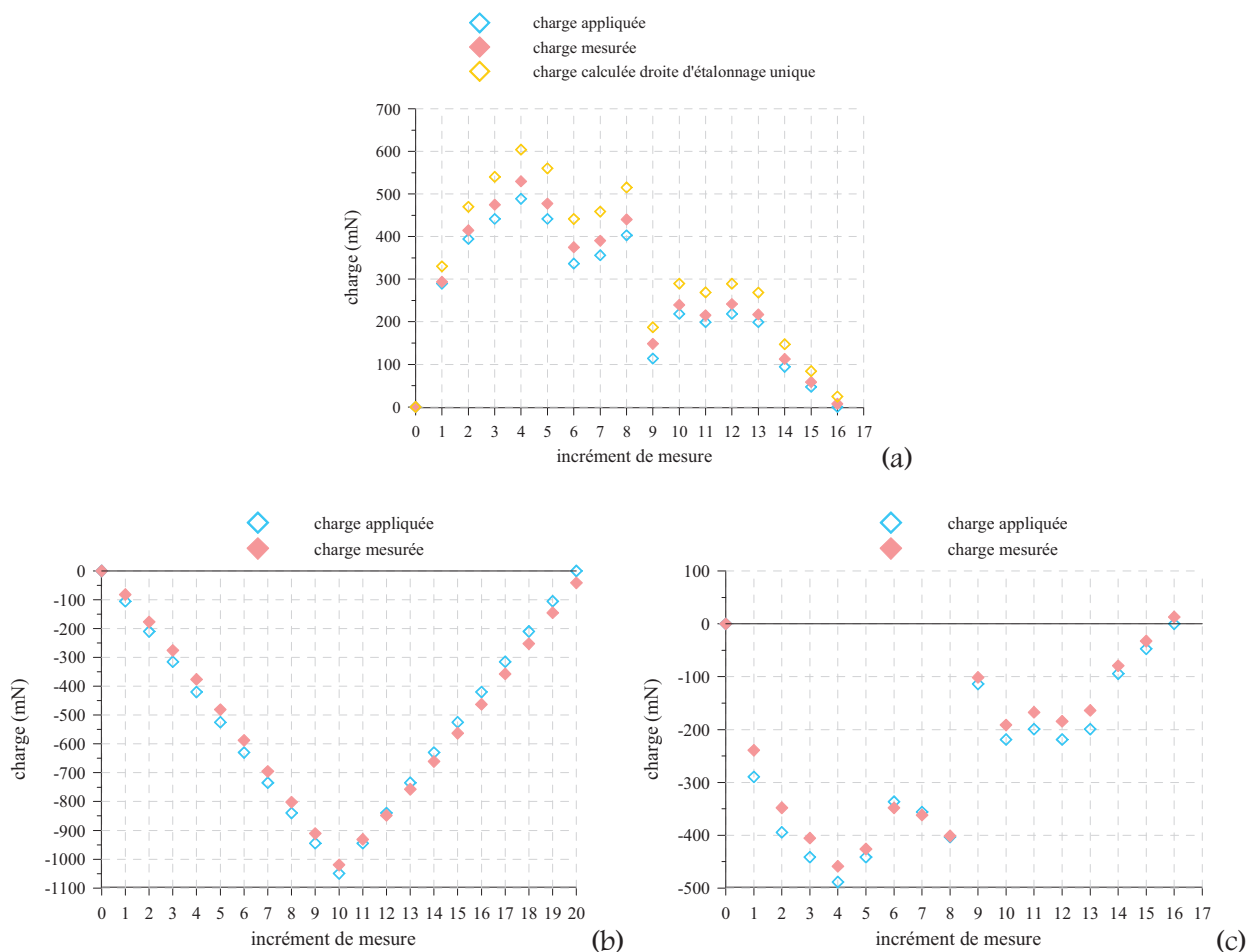


Figure A6.4. : Intérêt de l'utilisation du modèle vis-à-vis d'une courbe d'étalonnage moyenne unique (a), et tests de validation de l'exploitation du capteur sur chargement monotone (b) et quelconque (c)

Annexe 7

MISE EN ŒUVRE DE LA MESURE DE LA CARACTERISTIQUE D’ACTIONNEMENT EN CHARGEMENT LONGITUDINAL

Cette annexe présente la démarche utilisée pour la mise au point et l'utilisation de notre banc de mesure de la courbe effort-déplacement vu du câble actionneur. Ainsi, nous décrivons en particulier les différentes étapes et procédures permettant : la réalisation d'incréments de déplacements identiques vus des câbles de traction au niveau du cadre élastique, la prise en compte des frottements au niveau des tiges de déport pour la détermination la plus juste possible des efforts de tension dans les câbles, en enfin l'initialisation correcte du montage. Une manipulation sur la structure par chargement longitudinal sans génération de couple aux pivots est réalisée dans le but de valider la technique de mesure.

I. MISE EN ŒUVRE DE LA SYMETRIE DES DEPLACEMENTS IMPOSES

I.1. NOTATIONS

En ce qui concerne les déplacements, nous choisissons de réaliser, vu des câbles de traction le long des côtés du cadre élastique, une série d'incrément de déplacement de 0,1 mm, toutes les 20 secondes (pour se situer dans des gammes de vitesse de chargement pour lesquelles le modèle de comportement du capteur est utilisable). Il nous faut donc déterminer les déplacements $d_1(i)$ et $d_2(i)$ à donner au niveau des platines à chaque incrément de temps i (fig. A7.1), pour obtenir ces incréments de déplacement de 0,1 mm le long des câbles, au niveau de la structure élastique.

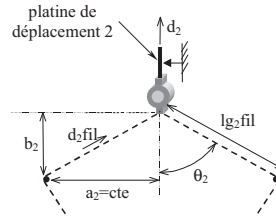


Figure A7.1. : Paramétrage nécessaire au calcul des déplacements imposés aux butées micrométriques (capteur 2)

I.2. MISE EN EQUATION

Afin de visualiser les effets du déplacement d_2 sur celui du câble actionneur d_{2fil} , on suppose dans un premier temps que $d_2(i)=0,1$ mm quel que soit i , et on calcule $d_{2fil}(i)$ et $pos_2(i)$, qui est la position résultante des déplacements $d_{2fil}(i)$ (valant zéro lorsque la platine est dans sa position initiale). On utilise la relation suivante (donnée pour d_2 , mais une relation similaire existe pour d_1) :

$$d_{2fil}(i+1) = \frac{lg_2 fil(i+1) - lg_2 fil(i)}{\cos\left(\arctan\left(\frac{a_2}{b_2(i) + d_2(i+1)}\right)\right)} - \frac{b_2(i)}{\cos\left(\arctan\left(\frac{a_2}{b_2(i)}\right)\right)} \quad \text{où } \forall i \geq 0 \begin{cases} b_2(0) \\ b_2(i+1) = b_2(i) + d_2(i+1) \end{cases}$$

La géométrie est paramétrée par a_1 et a_2 qui sont constantes, et b_1 et b_2 qui évoluent en fonction du déplacement imposé. La connaissance de $b_1(0)$ et $b_2(0)$ initiales suffira donc pour réaliser les calculs.

Il s'avère alors que le choix $d_1(i)=d_{1fil}(i)=0,1$ mm pour tout i correspond à une très bonne approximation, car θ_1 est très faible. Par contre, cela ne sera pas vrai pour d_2 . En effet, des incréments de déplacement de 0,1 mm réalisés par la platine 2, génèrent un déplacement d_{2fil} évoluant de façon non linéaire, et environ deux fois plus faible. Il faudra donc s'attendre à devoir réaliser des incréments par la platine 2, environ deux fois plus importants que par la platine 1, pour obtenir une symétrie de chargement en déplacement imposé.

I.3. DETERMINATION DES INCREMENTS VUS DE CHAQUE PLATINE

On suppose donc que pour tout i , $d_1(i)=0,1 \text{ mm}=d_1$. Donc pour $b_1(0)$ et $b_2(0)$ données, mesurées sur le banc lorsque le réglage des zéros est réalisé (voir paragraphe III), on cherche à déterminer les couples $(\text{posb}_1(i) ; \text{posb}_2(i))$, donnant la position à chaque incrément des deux platines de déplacement, afin de déplacer à chaque fois les câbles de traction de $d_{1\text{fil}}(i)=d_{2\text{fil}}(i)=0,1 \text{ mm}$ le long du cadre élastique (ce qui correspond aussi vu des câbles à : $\text{pos}_1(i)=\text{pos}_2(i)=i \times 0,1 \text{ mm}$). Pour cela, on utilise un solveur permettant de déterminer $d_2(i)$, pour que $\text{pos}_2(i)=\text{pos}_1(i)$, et cela pour chaque i . On utilise les formules suivantes, qui dépendent de $b_1(0)$ et $b_2(0)$ (et donc de $\text{posb}_1(0)$ et $\text{posb}_2(0)$) :

$$\forall i \geq 0, \begin{cases} b_2(i+1) = b_2(i) + d_2(i+1) & b_1(i+1) = b_1(i) + d_1 \\ \text{posb}_2(i+1) = \text{posb}_2(0) - \sum_{k=0}^i d_2(k+1) & \text{posb}_1(i+1) = \text{posb}_1(0) - \sum_{k=0}^i d_1(k+1) \\ & = \text{posb}_1(0) - (i+1) \cdot d_1 \\ \theta_2(i+1) = \arctan\left(\frac{a_2}{b_2(i+1)}\right) & \theta_1(i+1) = \arctan\left(\frac{a_1}{b_1(i+1)}\right) \\ d_{2\text{fil}}(i+1) = \frac{b_2(i+1)}{\cos(\theta_2(i+1))} - \frac{b_2(i)}{\cos(\theta_2(i))} & d_{1\text{fil}}(i+1) = \frac{b_1(i+1)}{\cos(\theta_1(i+1))} - \frac{b_1(i)}{\cos(\theta_1(i))} \\ \text{pos}_2(i+1) = \text{pos}_2(i) + d_{2\text{fil}}(i+1) & \text{pos}_1(i+1) = \text{pos}_1(i) + d_{1\text{fil}}(i+1) \end{cases}$$

Ainsi, suivant les conditions d'initialisation du montage (relatives d'une part aux longueurs des câbles, mais aussi au choix des zéros en effort, ou de la légère tension initiale choisie, donnée par le choix de $b_1(0)$ et $b_2(0)$), on peut déterminer les réglages des deux platines, pour chaque incrément i , afin de réaliser des incréments de déplacement constants de $0,1 \text{ mm}$ le long du cadre élastique. On pourra ainsi obtenir un chargement homogène et symétrique en déplacement imposé sur les côtés intérieurs et extérieurs du cadre flexible. Les valeurs de $b_1(0)$ et $b_2(0)$, mais aussi des couples $(\text{posb}_1(i) ; \text{posb}_2(i))$ seront fixes et définitives, lorsque le choix des zéros de chaque platine aura été réalisé.

II. PRISE EN COMPTE DES FROTTEMENTS SUR LES TIGES DE DEPORT

À cause des angles d'enroulement des câbles sur les tiges de départ, et malgré des efforts relativement faibles, les frottements sont loin d'être négligeables, et influencent énormément les résultats de mesure d'effort. C'est pourquoi il s'est avéré nécessaire d'estimer ce frottement, afin d'obtenir des valeurs d'effort au niveau du cadre, aussi proches que possible des efforts réels.

II.1. NOTATIONS ET PRINCIPE DE MESURE DE LA TENSION DES CABLES

La figure A7.2 décrit la chaîne des efforts subis par les câbles de traction lors d'une manipulation de chargement longitudinal. α_1 et α_2 sont des constantes, car les axes de la structure et les tiges de renvoi sont fixes par rapport au bâti, mais dépendent néanmoins de l'entraxe du module étudié. Elles peuvent être déterminées à l'aide des constantes de montage (cotes), ce qui donne pour l'entraxe étudié

de 29,24 mm : $\alpha_1=23,9^\circ$ et $\alpha_2=25,0^\circ$ (ces valeurs devraient être en toute rigueur identiques, car le cadre est en flambage symétrique, mais le montage avait été dimensionné pour l'étude d'un module d'entraxe différent ; ces valeurs sont cependant suffisamment proches pour être considérées comme telles).

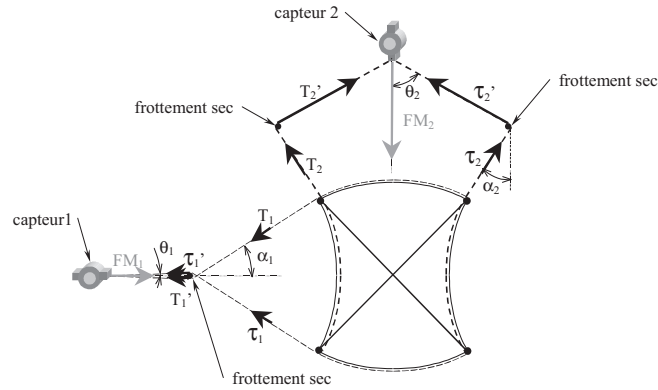


Figure A7.2. : Efforts subits par les câbles (T_1 , τ_1 , T_1' , τ_1' , T_2 , τ_2 , T_2' et τ_2') et efforts mesurés par les capteurs (FM_1 et FM_2)

Les capteurs mesurent en fait la résultante des efforts dans les câbles en aval de chaque tige de déport. On ne pourra donc remonter exactement aux efforts de traction dans les câbles (T_1 , τ_1 , T_2 , τ_2), et l'on supposera d'une part que ceux-ci sont de norme identique ($T_1=\tau_1$, $T_2=\tau_2$), car on négligera l'influence due à la dissymétrie des efforts parasites qui seront appliqués lors des essais, et d'autre part que le frottement peut être estimé, afin d'obtenir un ordre de grandeur de ceux-ci. On utilisera donc les relations suivantes, ainsi qu'un modèle expérimental d'estimation du frottement (décrit au paragraphe II.2), afin d'obtenir $T_1(i)$ et $T_2(i)$ à partir de $T_1'(i)$ et $T_2'(i)$.

$$T_1'(i) = \frac{FM_1}{2 \cdot \cos \theta_1(i)}$$

$$T_2'(i) = \frac{FM_2}{2 \cdot \cos \theta_2(i)}$$

II.2. ESTIMATEUR DE FROTTEMENT

Ce paragraphe présente la démarche utilisée pour la mise au point de notre estimateur de frottement, traduisant les différences de tension existant dans les câbles de traction, en amont et en aval des tiges de déport des câbles 1 et 2.

II.2.1. Protocole expérimental

Le frottement observé dépend non seulement de l'effort en amont de la tige de déport, tracté en aval de celle-ci, mais aussi de l'angle d'enroulement du câble sur cette tige, donc en particulier de θ_1 et θ_2 . On supposera que les effets de la variation de ces angles seront négligeables sur le frottement obtenu, en comparaison de l'influence de la variation des efforts agissant en amont. De plus, l'utilisation du banc de manipulation étant basée sur des déplacements imposés réalisés toujours dans le même sens (pas d'aller-retour) nous nous permettrons de négliger le phénomène de stick-slip, ce qui nous conforte dans la possibilité de prendre en compte les frottements de manière représentative.

Nous avons donc réalisé différents essais à charge imposée en amont (utilisation de masses suspendues), et ce, pour les deux angles de décalage ($(\pi-\theta_1-\alpha_1)$ et $(\pi-\theta_2-\alpha_2)$ (orientation du montage de manière à obtenir le bon angle d'enroulement). A partir de la position d'équilibre des forces de tension entre l'amont et l'aval, un incrément de déplacement de 0,1 mm est réalisé (traction du câble). La tension résultante mesurée en aval est présentée pour chaque cas dans le tableau A7.1.

tension appliquée en amont (mN)	tension mesurée en aval (mN)	
	angle de décalage de 152° (tige 1)	angle de décalage de 97° (tiges 2)
266	287	330
476	533	588
686	786	894
896	1064	1199
1106	1359	1562
1316	1687	1900
1525	2020	2303
1735	2444	2733

Tableau A7.1. : Mesures effectuées après un incrément de déplacement de 0,1 mm

II.2.2. Corrélation

Ces résultats nous permettent d'obtenir directement une relation d'estimation numérique de la tension dans le câble en amont (utilisation d'une interpolation de la réciproque par un polynôme du second degré), pour une mesure quelconque réalisée en aval (et ce pour chaque tige). Mais la relation obtenue surestime le frottement dans des manipulations quelconques. En effet, elle suppose qu'avant chaque incrément de déplacement, l'effort amont = effort aval, ce qui n'est pas forcément le cas lors de manipulations réelles. Cette relation interviendra donc par sa pente et sera tempérée par la mesure elle-même, afin de ne pas trop sous-estimer les efforts en amont, les mesures ultérieures sur le banc n'étant pas réalisées à partir d'une position d'équilibre effort amont = effort aval, comme cela a été réalisé dans les manipulations d'estimation.

II.2.3. Tests de validation de l'estimateur

Ainsi, l'estimateur développé a été testé sur différents cas de chargement imposé (à l'aide de masses suspendues), variable au cours des déplacements réalisés (fig. A7.3 et A7.4).

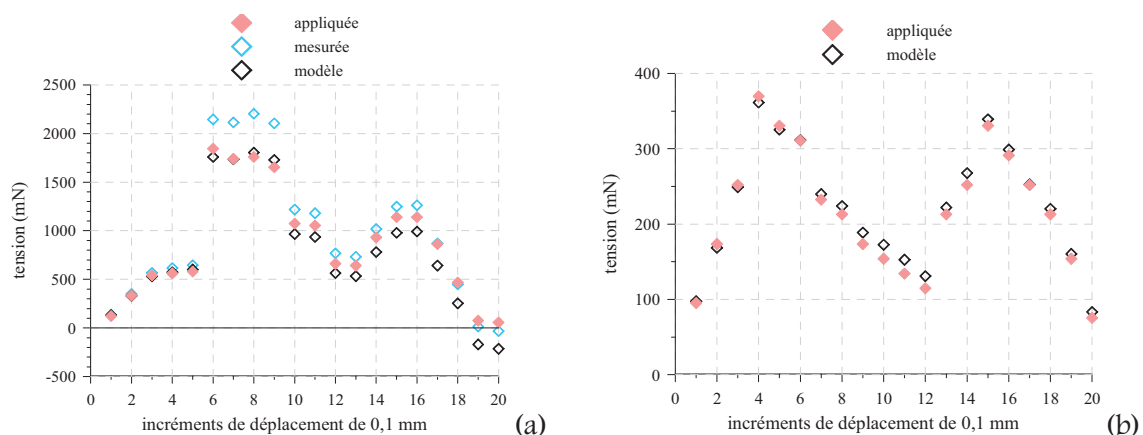


Figure A7.3. : Essais de validation de l'estimateur de tension en amont de la tige 1

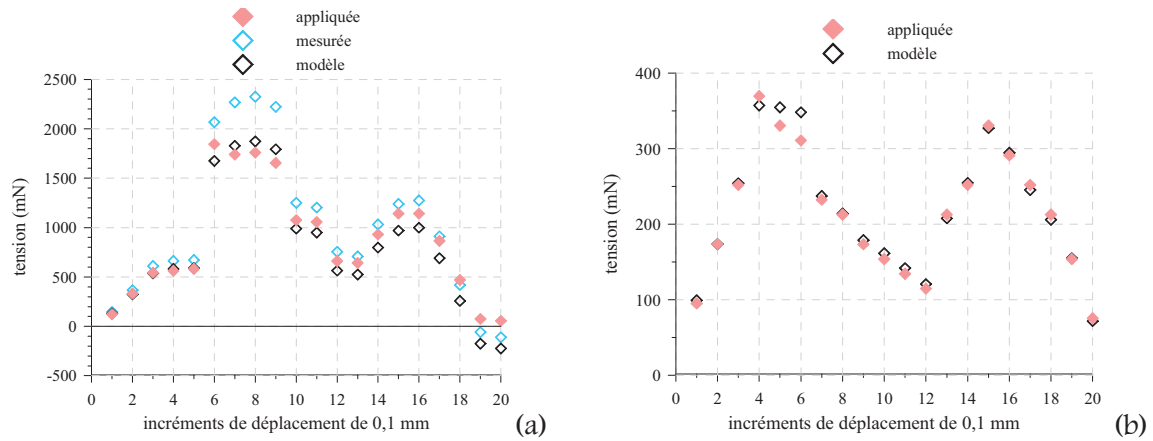


Figure A7.4. : Essais de validation de l'estimateur de tension en amont de la tige 2

Les résultats sont encourageants, quant à la fiabilité relative de notre modèle de frottement, et les essais réalisés montrent que les résultats se situent dans la bande d'erreur du capteur, telle qu'elle avait été déterminée dans l'annexe 6.

III. PROCEDURE DE MANIPULATION ET D'INITIALISATION

Avant toute manipulation sur le cadre, il est nécessaire de réaliser l'initialisation du montage. Cette initialisation consiste en le choix du réglage de la position initiale de chaque platine de déplacement ($posb_1(0)$ et $posb_2(0)$), donc aussi en la définition de $b_1(0)$ et $b_2(0)$), de manière à créer une faible tension d'initialisation identique dans les câbles 1 et 2 lors du début de chaque manipulation. Cette pré-tension est nécessaire à un bon fonctionnement du montage (les calculs de déplacement des câbles au niveau du cadre ne sont pas valides si ces derniers sont détendus). On évitera ainsi de prendre en compte, lors des manipulations, le déplacement nécessaire à la tension d'un câble flottant. De plus, cela permet le réglage du zéro des deux capteurs à vide au début de chaque manipulation, avant l'attache des câbles de traction, tout en assurant une symétrie de chargement dès le premier incrément.

III.1. PROCEDURE DE MANIPULATION

Nous allons donc décrire ici la procédure employée pour le choix des positions initiales des platines de déplacement, afin de réaliser une pré-tension initiale de 25 mN des câbles de traction le long du cadre élastique. Cette procédure est la même que celle utilisée pour réaliser les manipulations sur la structure, mis à part le fait que l'on ne réalise que quelques incréments nécessaires à la légère mise en tension des câbles, et que l'on procède pour les deux chaînes de traction (1 et 2) séparément. La procédure de manipulation est donc la suivante :

- On positionne les butées des platines micrométriques en position initiale ($posb_1(0)$ et $posb_2(0)$)
- On connaît donc $b_1(0)$ et $b_2(0)$. On peut donc calculer pour tout incrément i , $posb_1(i)$ et $posb_2(i)$, ainsi que $\theta_1(i)$ et $\theta_2(i)$ (quand $b_1(0)$ et $b_2(0)$ seront fixés une fois pour toutes, ce calcul ne sera pas à refaire)

- Après avoir réglé les zéros en effort des capteurs à vide, on positionne les câbles sur ceux-ci, à l'aide de l'attache : la tension initiale de pose est réalisée

- Toutes les 20 secondes, on réalise un incrément de déplacement par positionnement des butées des platines à $(posb_1(i) ; posb_2(i))$; on mesure la valeur de $(FM_1(i) ; FM_2(i))$, en utilisant l'algorithme basé sur le comportement du capteur.

- On déduit $(T_1'(i) ; T_2'(i))$. On utilise l'estimateur de frottement pour déterminer $(T_1(i) ; T_2(i))$.

- On peut alors tracer les courbes $(pos_1(i)=i \times 0,1 ; T_1(i))$ et $(pos_2(i)=i \times 0,1 ; T_2(i))$, qui sont les courbes caractéristiques de l'actionnement du cadre élastique, vues respectivement de chaque câble extérieur et de chaque câble intérieur.

Pour la détermination du couple $(posb_1(0) ; posb_2(0))$ définitif, on a préféré tracer les courbes $(posb_1(i) ; T_1(i))$ et $(posb_2(i) ; T_2(i))$, afin de lier directement $(posb_1(0) ; posb_2(0))$ à $(T_1(0) ; T_2(0)) = (25 \text{ mN} ; 25 \text{ mN})$.

III.2. INITIALISATION DES MONTAGES

La détermination des positions initiales idéales des platines nécessite plusieurs essais successifs, du fait des calculs de déplacement des platines et des traitements successifs nécessaires à la détermination des efforts de tension dans les câbles. On pourra vérifier, par ailleurs, la bonne répétabilité des mesures par ce dispositif, dans le cas de manipulations identiques. Dans un premier temps, on réalisera cette procédure d'initialisation dans le cas d'un montage symétrique des câbles de traction, de manière à vérifier la symétrie du chargement et valider le dispositif de mesure. Dans un second temps, l'initialisation sera réalisée pour les manipulations où les câbles actionneurs seront placés de manière à générer de légers couples à certains pivots (paragraphe III.2.2), afin de visualiser leur influence et de pouvoir estimer les caractéristiques de fonctionnement du module réel (relativement au positionnement et à l'implantation des fils AMF). Cette dernière initialisation sera utilisée pour les manipulations sur la structure réelle présentées au chapitre 4.

III.2.1. Cas du montage symétrique des câbles de traction

La recherche des positions initiales des platines a donc été réalisée, dans un premier temps, pour une manipulation où les câbles actionneurs sont placés de manière à réaliser un chargement purement symétrique du cadre (fig. A7.5), de manière à valider la symétrie des déplacements des platines et celle des efforts de tension dans les câbles (paragraphe III.3).

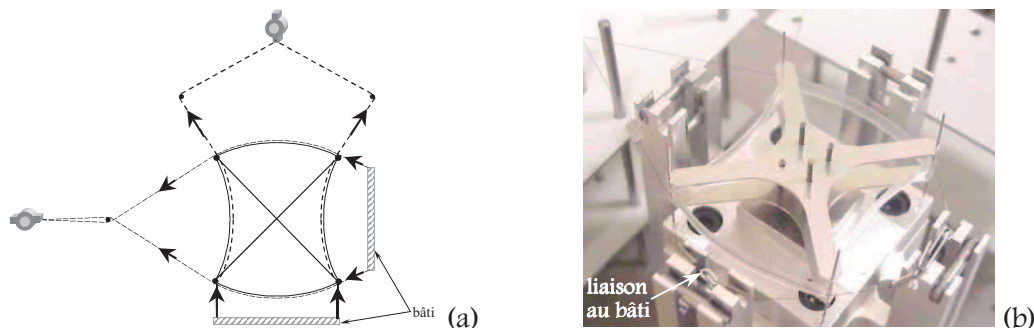


Figure A7.5. : Montage des câbles de façon symétrique sans génération de couple aux pivots (a) et passage et fixation des fils actionneurs ajustés vue en perspective (b)

La figure A7.6 montre les courbes de choix des positions initiales des platines $(posb_1(0) ; posb_2(0))$ dans le cas du montage symétrique des câbles.

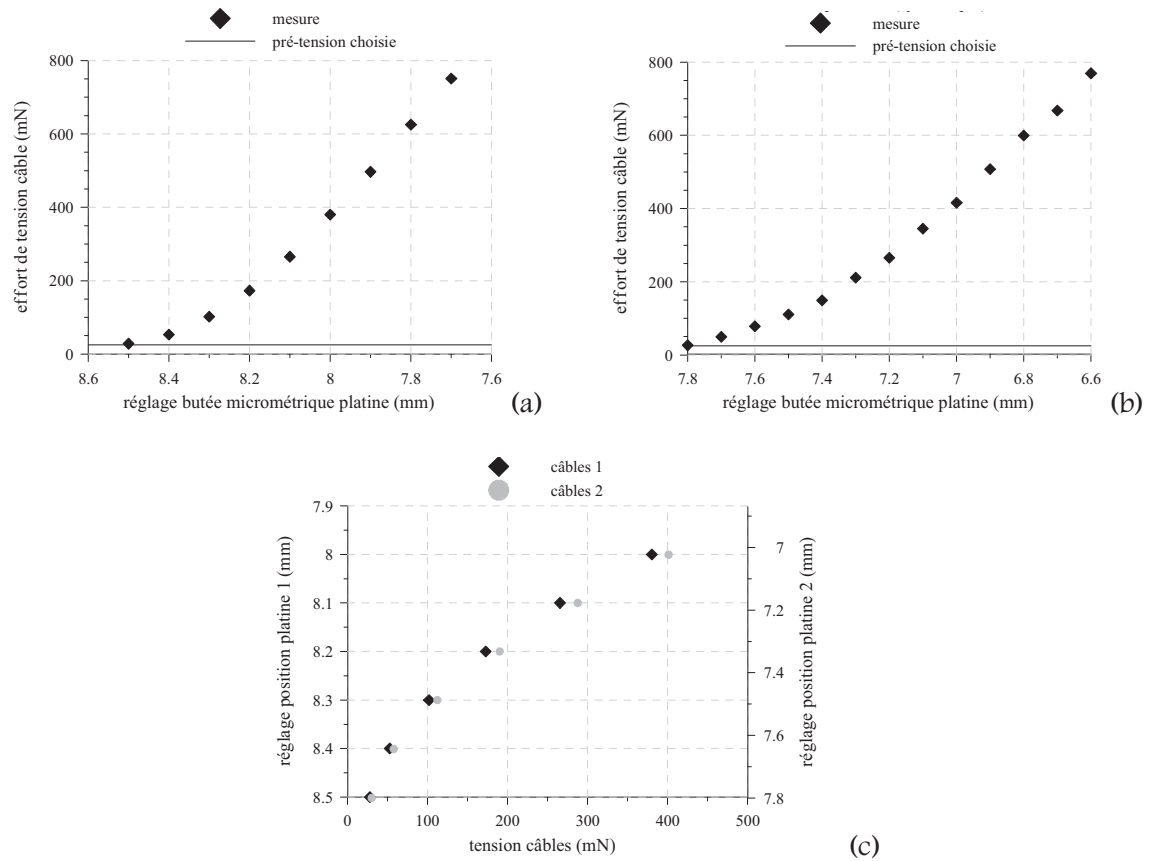


Figure A7.6. : Choix des positions initiales des platines (cas du montage symétrique des câbles) : $posb_1(0)=8,5$ (a) et $posb_2(0)=7,8$ (b), et validation de la symétrie en tension des câbles en adéquation avec les réglages calculés pour les platines (c)

III.2.2. Cas du montage dissymétrique des câbles de traction

Du fait de la nouvelle longueur des câbles de traction lors du montage, il s'avère nécessaire, comme réalisé dans le paragraphe précédent, de déterminer les positions initiales des platines permettant une tension initiale des câbles de 25 mN, et de calculer les positions des platines pour que chaque incrément de déplacement au voisinage du cadre vaille 0,1 mm. La procédure utilisée est identique à la précédente. La figure A7.7 illustre le choix de ces positions initiales, qui seront les mêmes pour toutes les manipulations réalisées dans le paragraphe II.1 du chapitre 4 : $posb_1(0)=6,9$ mm (soit $b_1(0)=13,0$ mm) et $posb_2(0)=16,3$ mm (soit $b_2(0)=17$ mm). Ensuite, le calcul des positions des butées à chaque incrément i donne les réglages rassemblés dans le tableau A7.2.

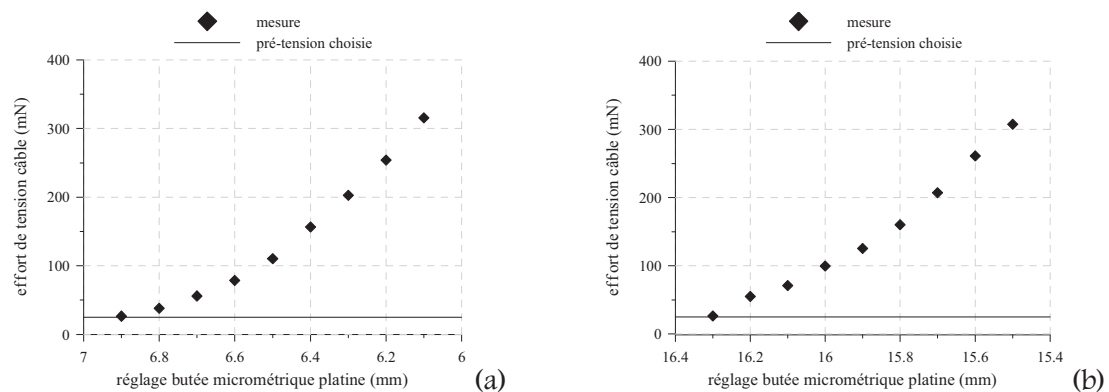


Figure A7.7. : Choix des positions initiales des platines (montage dissymétrique) : platine 1 (a) et 2 (b)

incrément	posb ₁ (i)	posb ₂ (i)	incrément	posb ₁ (i)	posb ₂ (i)
1	6,80	16,09	7	6,20	14,89
2	6,70	15,89	8	6,10	14,70
3	6,60	15,69	9	6,00	14,50
4	6,50	15,49	10	5,90	14,31
5	6,40	15,29	11	5,80	14,12
6	6,30	15,09	12	5,70	13,93

Tableau A7.2. : Réglages en position des platines de déplacement (en mm) pour chaque incrément

III.3. VALIDATION DU DISPOSITIF DE CARACTERISATION A L'AIDE DU MONTAGE SYMETRIQUE

Dans le but de valider d'une part la procédure de réalisation de déplacement imposé et de prise en compte du frottement, et d'autre part les réglages du banc de mesure de la caractéristique d'actionnement, nous réalisons par la procédure de manipulation décrite au paragraphe III.2, la mise en charge du cadre élastique à vide d'efforts parasites, à l'aide des câbles placés de façon symétrique sur tout un chargement de basculement. On observe expérimentalement que le basculement est très brusque, et que tous les côtés basculent simultanément. Les courbes obtenues sont représentées figure A7.8.

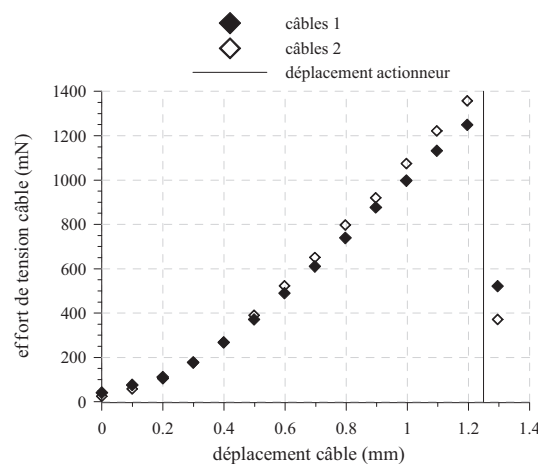


Figure A7.8. : Caractéristiques d'actionnement dans le cas d'une structure actionnée à vide et où les câbles sont montés symétriquement

On remarque la bonne symétrie des caractéristiques vues des câbles 1 et 2. De plus, après basculement, l'effort de tension mesuré n'est pas nul, les câbles se trouvant tendus par leur passage sur les pivots du module. D'après ces courbes, la structure bascule pour un déplacement actionneur entre 1,2 et 1,3 mm, et un effort actionneur de l'ordre de 1,3 N. Or, de par des considérations géométriques, le déplacement actionneur devrait être théoriquement majoré par la valeur 0,76 mm, correspondant à la différence de longueur entre un côté du cadre et l'entraxe (bien que le passage des câbles sur les côtés du cadre et les pivots, par l'extérieur ou l'intérieur, modifie légèrement cette valeur). Ce dépassement est probablement dû à la non-linéarité des courbes pour les premiers déplacements (0,4 mm), traduisant d'une part une fin de mise en place du système de chargement longitudinal, et d'autre part l'élasticité de l'ensemble, bien que les tiges de déport aient été renforcées au moyen de raidisseurs. Si l'on ne tient pas compte de cette première partie des courbes, on obtiendrait une estimation du

déplacement actionneur réel entre 0,8 et 0,9 mm, ce qui se trouve être proche de la valeur théorique à l'erreur sur le déplacement imposé près. Cette surestimation du déplacement actionneur n'est cependant pas inappropriée pour le choix ultérieur du fil actionneur adéquat. En effet, l'actionnement du fil AMF devra permettre, avant l'application d'un déplacement actionneur utile pour le basculement de la structure, le rattrapage des jeux introduits par le montage manuel et l'ajustage sans pré-tension de ce dernier sur le module final.

En conclusion, le dispositif d'obtention des courbes caractéristiques d'actionnement développé semble acceptable, la symétrie des déplacements des câbles au niveau de la structure semblant être réalisée, tout comme la mesure des efforts de tension dans les câbles, par la prise en compte de la géométrie du montage et l'estimation des frottements au niveau des tiges de déport. Néanmoins, le déplacement actionneur mesuré sera un majorant du déplacement actionneur utile, dont une estimation peut être faite en soustrayant au déplacement mesuré le déplacement nécessaire à la mise en place du système de chargement.

Annexe 8

PRE~REQUIS SUR LES DIFFERENTS COMPORTEMENTS DES ALLIAGES A MEMOIRE DE FORME

Cette annexe présente les différents comportements thermomécaniques des alliages à mémoire de forme, basés sur la transformation de phase solide-solide qui les caractérise. Elle détaille en particulier les traitements thermomécaniques utilisés pour la fabrication et l'obtention des propriétés de mémoire de forme du NiTi, ainsi que les procédés permettant l'éducation de ces matériaux en vue de l'obtention de l'effet mémoire double sens. Enfin, des limitations concernant la durée de vie de l'effet mémoire chez ces alliages sont évoquées.

Les « alliages à mémoire de forme » désignent une classe de matériaux qui, après déformation permanente à basse température, retrouvent leur forme initiale non déformée par simple chauffage. Cette propriété remarquable est due à une transformation de phase solide-solide. Ces matériaux peuvent aussi développer des forces extrêmement importantes, découlant de la contrainte dite de restauration, si cette transition de phase est contrariée par un maintien de l'état de déformation pendant le chauffage (effet mémoire simple sens), [LECL-94]. Notons cependant que leur rendement est assez faible et que les transitions de phase directe et inverse sont des phénomènes non linéaires et fortement hystérétiques.

I. TRANSFORMATION MARTENSITIQUE

Cette transformation de phase, appelée 'transformation martensitique', se produit entre une phase à haute température (phase mère, austénite, notée A) et une phase à basse température (phase produite, martensite, notée M). Cette dernière peut être formée indifféremment de plusieurs variantes de martensite par une simple variation de température, ou de variantes préférentielles par l'application d'une contrainte mécanique dans une plage de température adéquate, conduisant à des comportements macroscopiques différents. La transformation (A \leftrightarrow M) est une transformation thermoélastique, c'est à dire qu'elle s'effectue sans changement de volume. De plus, elle n'est pas instantanée : il existe un domaine de température où les deux phases coexistent [BENZ-97, BENZ-98, BENZ-00]. Enfin, cette transformation présente un hystérésis, dont la principale cause est le frottement interne causé par le mouvement à l'interface austénite - martensite, et par la création de défauts structuraux dans le cristal [WARA-93]. Les différents processus thermomécaniques conduisent à la formation tantôt d'une martensite autoaccommodante, tantôt d'une martensite orientée. Le diagramme suivant (fig. A8.1) illustre les différentes transitions de phase possibles suivant les chargements thermomécaniques imposés. Notons le rôle essentiel de la contrainte (directe ou par l'intermédiaire d'un traitement d'éducation) sur la formation de martensite orientée, et donc sur le comportement macroscopique du matériau AMF.

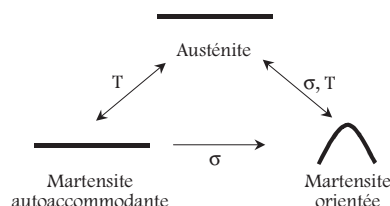


Figure A8.1. : Les transformations de phase d'un alliage à mémoire de forme

I.1. MARTENSITE AUTOACCOMMODANTE

Lors du refroidissement de la phase austénitique sous contrainte nulle (sans chargement mécanique), toutes les variantes de martensite se développent (au total 24 pour le NiTi) [TUFF-95]. Ces variantes se différencient les unes des autres par l'orientation de leur plan d'habitat et la direction de cisaillement. Les déformations microscopiques associées à l'une des variantes sont globalement compensées par les déformations des autres variantes (fig. A8.2). La martensite obtenue est donc appelée 'martensite autoaccommodante', ou 'martensite d'origine thermique'. Ainsi, la déformation macroscopique à l'état martensitique est nulle ou négligeable. C'est le phénomène d'autoaccommodation.

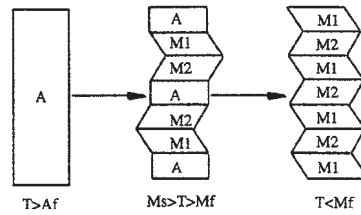


Figure A8.2. : Formation de martensite autoaccommodante par diminution de température

I.2. MARTENSITE ORIENTEE

Pour un chargement mécanique non nul, l'orientation du champ de contrainte privilégie l'apparition de certaines variantes au détriment des autres. Il n'y a donc pas ou peu de compensation des déformations locales par accommodation (fig. A8.3). L'orientation des variantes de martensite est à l'origine du changement de forme macroscopique du matériau, la déformation macroscopique pouvant atteindre des valeurs importantes (8 à 10 % sur des monocristaux d'alliage CuZnAl, 2 à 4 % sur les polycristaux du même alliage, et jusqu'à 7 % sur des polycristaux de NiTi) [TUFF-95]. Cette martensite nommée 'martensite orientée' peut être obtenue soit à partir de l'austénite lors de la transition de phase austénite → martensite sous contrainte, soit à partir de la martensite autoaccommodante par réorientation de celle-ci. Ainsi, la déformation observée est principalement la conséquence d'un cisaillement.

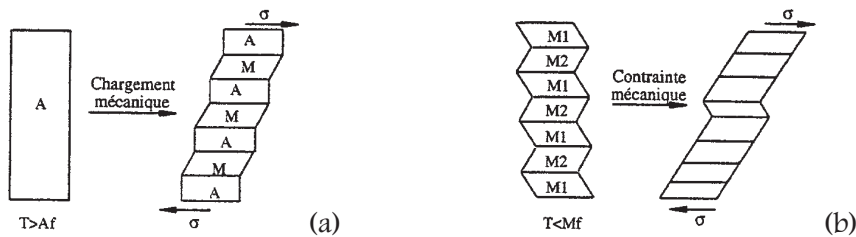


Figure A8.3. : Création de martensite orientée : à partir de l'austénite (a) ou de la martensite autoaccommodante (b)

I.3. TEMPERATURES DE TRANSFORMATION DE PHASE

Le comportement d'un alliage à mémoire de forme se caractérise principalement par un diagramme d'état (σ , T) qui indique, selon les valeurs de la contrainte σ et de la température T , si le matériau se trouve dans le domaine austénitique, martensitique ou dans la zone de mélange des deux phases (fig. A8.4). Ce diagramme fait apparaître les quatre températures de transformation de phase à contrainte nulle, qui sont des grandeurs caractéristiques du matériau, et qui révèlent l'hystérésis de la transformation. Par convention, celles-ci sont notées :

M_s^0 : température de début de transformation $A \rightarrow M$

M_f^0 : température de fin de transformation $A \rightarrow M$

A_s^0 : température de début de transformation $M \rightarrow A$

A_f^0 : température de fin de transformation $M \rightarrow A$

M_s^0 est la température à laquelle il y a formation de la première aiguille de martensite et M_f^0 correspond à la formation de la dernière aiguille de martensite. De la même manière, A_s^0 correspond à la disparition de la première aiguille de martensite, et à A_f^0 la seule phase présente est de l'austénite [PATO-90].

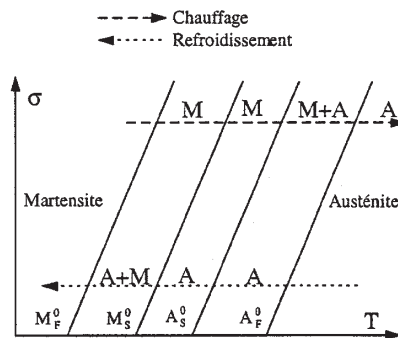


Figure A8.4. : Évolution des températures caractéristiques de transformation de phase en fonction de la contrainte appliquée

Les températures de transition dépendent de la contrainte [SMAI-00]. Elles seront donc différentes si on change cette contrainte. Pour déterminer les températures de transition à contrainte nulle, on peut utiliser un DSC (differential scanning calorimeter), qui mesure la quantité de chaleur libérée ou absorbée par un échantillon (ayant subi un traitement thermique à 700°C) lorsqu'il est refroidit ou chauffé, de manière à produire une transformation de phase. La température de fin de transformation martensite \rightarrow austénite peut être ajustée en modifiant légèrement la composition de l'alliage et aussi à travers des traitements thermiques. Ainsi, pour les NiTi, cette température peut varier entre -100 et 100°C.

I.4. CONTRAINTE SEUIL DE REORIENTATION

En observant la réponse mécanique d'une éprouvette d'AMF soumise à un essai de traction à température ambiante constante, on constate qu'en deçà d'un certain seuil de contrainte, la réponse du matériau est uniquement élastique linéaire [TUFF-95]. Au-delà de ce seuil, l'apparition de martensite induit une déformation importante. Si un essai de traction uniaxial permet d'observer une transformation complète, sans que la limite élastique du matériau soit dépassée, on peut définir sur cette réponse mécanique quatre contraintes seuil de changement de phase, pour le début et la fin de chacune des transformations directe et inverse. Ces quatre contraintes seuil révèlent ici aussi le caractère hystérétique de la transformation.

II. LES MATERIAUX

En tant qu'actionneurs, ces alliages sont généralement utilisés sous forme de fils (dont les diamètres varient entre quelques dizaines et plusieurs centaines de microns). On les trouve aussi sous forme de ressorts (hélicoïdaux ou plats), de rubans, de films minces, et sous forme plus complexe à la demande.

II.1. DIFFERENTS ALLIAGES

L'alliage le plus répandu et le plus utilisé, pour ses propriétés 'mémoire de forme' relativement bien connues et maîtrisées, est l'alliage de Nickel-Titane (NiTi ou Nitinol). On trouve cependant des

alliages NiTi dont la composition atomique fait intervenir 10% de Cu, mais la déformation recouvrable est incomplète (écrouissage du matériau). D'autres alliages comportant du cuivre (CuZnAl, CuAlNi, CuAlBe), du fer, du cobalt, du chrome etc. montrent un comportement identique. Les additions de cuivre permettent de réduire l'hystérésis en température de 10 à 15 °C [SMAI-00]. Les additions de Niobium (Columbium) peuvent élargir cet hystérésis de plus de 100°C.

En ce qui concerne les alliages de NiTi, les compositions donnant lieu à l'effet mémoire de forme sont proches de la composition équiatomique, qui présente une température M_s^0 voisine de 60 °C. [WARA-93]. Le NiTi est l'alliage le plus souvent rencontré dans les applications industrielles : il possède une grande ductilité, une plus grande déformation recouvrable (la déformation macroscopique obtenue lors du changement de phase est de l'ordre de 8 %), une excellente résistance à la corrosion, des températures de transformation stables, une haute biocompatibilité, et la possibilité d'être chauffé par effet Joule pour retrouver sa forme haute température. Pour les alliages riches en titane (jusqu'à 52% at.) M_s^0 varie peu, alors que pour les alliages riches en nickel, celle-ci décroît rapidement de manière linéaire avec le pourcentage de nickel [PATO-90].

II.2. PROCÉDES DE FABRICATION ET TRAITEMENTS THERMOMÉCANIQUES DU NiTi

Les matériaux NiTi sont généralement produits à chaud (forgeage ou laminage à chaud, suivi d'une série de traitements à froid, avec un cycle complet de recuit entre les étapes à froid) [SMAI-00]. Les deux dernières opérations pour la plupart des NiTi sont un travail à froid final, suivi d'un traitement thermique. Pour les fils et rubans, le travail à froid final est généralement de 30 à 50 %. Le niveau exact est déterminé suivant les propriétés mécaniques requises et les limitations dues aux procédés de fabrication. Le dernier traitement thermique permet d'obtenir la superélasticité ou les propriétés de mémoire de forme, et d'ajuster les propriétés mécaniques finales. Ce même traitement est utilisé pour donner une forme au matériau, et a lieu généralement entre 450 et 550°C, en air raréfié, atmosphère inerte, bains, etc. Les températures de transitions, et principalement A_f^0 ne peuvent être déterminées qu'après ce traitement.

Il est à noter que les alliages de NiTi ne présentent pas des propriétés complètes de superélasticité ou de mémoire de forme si le dernier traitement thermique n'a pas eu lieu. Les matériaux recuits pour être droits, peuvent être bobinés sans prendre un pli permanent. On peut rencontrer d'autres spécificités de produits NiTi comme : précontraints, travaillés à chaud, recuits (>600°C) et recuits sous vide. La fabrication du NiTi peut aussi se faire par évaporation sous vide à partir de deux électrodes en Ni et en Ti sur un substrat ou par ablation laser (film). Mais le contrôle de la composition de NiTi est difficile à cause de l'oxydation du Ti par l'Argon, ou bien par la contamination par d'autres matières.

Le travail à froid des alliages de NiTi augmente la limite élastique de la phase austénitique, mais diminue les propriétés liées à l'effet mémoire de forme. Inversement, un revenu ultérieur (jusqu'à des températures de l'ordre de 850 °C) diminue la limite élastique et augmente les propriétés liées à l'effet mémoire de forme. L'hystérésis de la transformation peut varier de 30 à 50 °C. Ces alliages à mémoire de forme sont stables thermiquement jusqu'à des températures de 150 à 200 °C. Au-delà, des phénomènes de précipitation dans les alliages riches en nickel entraînent une augmentation des températures de transformation de phase. L'ajout d'un troisième élément permet de modifier certaines caractéristiques de la transformation de phase, comme les températures de transition, la largeur de l'hystérésis et la limite élastique de l'austénite.

III. PSEUDOELASTICITE (OU SUPERELASTICITE)

L'effet pseudoélastique ou superélastique est le comportement le plus spectaculaire des AMF, puisqu'il permet d'obtenir des déformations de l'ordre de 6 à 8 % pour un polycristal de NiTi (12 % pour les monocristaux). C'est un comportement isotherme dans le domaine austénitique (température supérieure à A_f^0). Il ne concerne donc que la formation et la disparition de martensite d'origine mécanique [ROGU-93, SMAI-00].

Pour une contrainte croissante, on observe une déformation élastique de la phase austénitique. L'application d'une contrainte supérieure à une contrainte seuil entraîne la transformation de phase $A \rightarrow M$. La martensite produite est exclusivement de la martensite orientée, qui induit une déformation macroscopique importante. Si la transformation de phase est complète, la déformation maximale peut atteindre 6 à 8%. Au-delà, on observe une déformation élastique de la martensite.

Si on décharge le matériau, le début de la transformation inverse $M \rightarrow A$ est lui aussi caractérisé par une contrainte seuil qui est telle que le comportement présente un hystérésis. Parce que la martensite d'origine mécanique est formée au-delà de la température A_f^0 , la martensite revient à l'austénite non déformée lorsque la contrainte est relâchée [SMAI-00]. Ceci fournit une élasticité 'élastomère'.

Aujourd'hui, de nombreux modèles décrivent avec succès la transformation de phase dans le domaine pseudoélastique [PHAM-94, RANI-94].

IV. EFFET MEMOIRE SIMPLE SENS

IV.1. EFFET MEMOIRE SIMPLE SENS CLASSIQUE

Ce comportement est à l'origine de l'appellation 'alliage à mémoire de forme'. L'AMF étant initialement en phase austénitique, à l'état libre de contrainte, il est refroidi de manière à obtenir uniquement de la martensite autoaccommodante notée M^T (on n'observe donc pas de changement de forme). Ensuite, l'application d'une sollicitation mécanique extérieure à basse température, en état martensitique (à $T < M_f^0$), permet de déformer l'échantillon (si la contrainte générée est supérieure à la contrainte seuil de réorientation qui vaut environ 70 MPa pour le NiTi) en orientant certaines variantes de la martensite autoaccommodante [WARA-93]. Après suppression de la contrainte, le chauffage du matériau permet la transformation de phase $M \rightarrow A$ et le retour à l'état initial non déformé. Si un élément extérieur (système mécanique) contrarie le retour de forme lors du chauffage du matériau initialement déformé, celui-ci développe un effort pour retrouver sa forme haute température non déformée.

Pour le NiTi, la contraction maximale disponible en effet mémoire simple sens est de 8 %. De plus, si la contrainte est trop importante, il n'y a pas récupération de toute la déformation : il existe une déformation résiduelle (martensite résiduelle ou plastification) [LEXC-00].

La création de martensite sous l'effet de la température, ainsi que l'orientation de la martensite autoaccommodante sous l'effet de la contrainte, qui correspondent aux propriétés susceptibles d'être utilisées par les actionneurs AMF, commencent à être pris en compte dans de nombreux modèles. Un modèle de comportement thermomécanique dynamique permettant de prédire la réponse d'un AMF, quelles que soient les variations de la contrainte appliquée, de la déformation et de la température [BENZ-97, BENZ-98, BENZ-00]. Il est basé sur le formalisme de la thermodynamique des processus irréversibles, et constitue une extension du modèle développé par Raniecki et Lexcellent [RANI-94] propre au comportement pseudoélastique des AMF. Il décrit les cinétiques de transformation de phase à l'aide de 'paramètres matériau' et des conditions de contrainte et de température, en fonction du temps. Ce modèle a été complété pour un ressort placé en série, mais pas pour des cas de charges variables complexes.

IV.2. EFFET MEMOIRE DOUBLE SENS ASSISTE

L'effet mémoire double sens assisté est une variante de l'effet mémoire simple sens. En effet, les processus mis en jeu sont les mêmes, à la différence que l'on utilise ici un élément de rappel, qui permet de ramener l'AMF dans l'état initial prédéformé lors de son refroidissement (retour en phase martensitique). Ceci permet d'avoir un comportement réversible.

Sur ce principe, plusieurs types d'actionneurs ont été développés. Pour des applications nécessitant un degré de miniaturisation important, la force de rappel nécessaire à l'effet mémoire double sens assisté peut directement être fournie par la structure mécanique, via sa rigidité. L'intérêt principal est donc que le nombre de pièces et d'assemblages pour la réalisation de l'actionneur s'en trouve réduit. On peut aussi utiliser une masse suspendue (forces de gravité), un ressort, ou un second AMF passif monté en opposition (utilisation de la propriété pseudoélastique assimilable à un ressort non linéaire) [RUSS-95].

IV.3. R-PHASE

Ce comportement est propre aux alliages de NiTi qui peuvent présenter, sous certaines conditions, une transformation de phase en deux étapes : $A \rightarrow R\text{-phase} \rightarrow M$. Au chauffage, les deux étapes sont souvent indiscernables.

La présence de la R-phase est obtenue par des traitements thermomécaniques particuliers (recuit spécial), et peut être favorisée par l'addition d'un troisième élément comme le fer ou l'aluminium. La R-phase peut être obtenue pour des NiTi de composition très proche de l'équiatomique [WARA-93]. L'effet mémoire obtenu ne dépasse pas 0,5 à 1% de déformation, mais en contrepartie la stabilité et la tenue à la fatigue sont très bonnes (même au delà de 500 000 cycles). Ceci est dû à la quasi réversibilité de la transformation de phase $A \rightarrow R\text{-phase}$, qui présente un hystérésis en température réduit (de l'ordre de 5 °C) [LINP-96, TOBU-95]. Par ailleurs, la suppression de la transformation martensitique par des traitements appropriés permet de ne conserver que la transformation $A \rightarrow R\text{-phase}$, qui se caractérise par un hystérésis en température très faible (de l'ordre de 1,5 °C) [LECL-94].

Un modèle tridimensionnel permet de modéliser les boucles internes et la transition de R-phase [LEXC-99, LECL-96]. Un modèle simple pour prédire le comportement uniaxial non isotherme des alliages de NiTi dans l'intervalle des températures de transformation en R-phase a aussi été développé [LEXC-94].

V. EFFET MEMOIRE DOUBLE SENS

V.1. PRINCIPE

L'effet mémoire de forme double sens est caractérisé par le passage réversible d'une première forme à haute température à une seconde forme à basse température, sans application d'un chargement mécanique. Certains auteurs attribuent cet effet à la création de défauts et de dislocations induits dans le réseau cristallin, par la répétition de cycles thermomécaniques. Ceux-ci favorisent alors la formation de variantes de martensite préférentielles, pour accommoder les contraintes internes générées lors du refroidissement du matériau, et qui induisent un changement de forme macroscopique. Ce comportement est obtenu après éducation.

Le comportement pendant et après l'éducation a ainsi été étudié par de nombreuses équipes [STAL-92, CONT-90, MANA-93, DEAR-99]. Une modélisation du comportement d'alliages à mémoire de forme soumis à des traitements d'éducation isotherme ou anisotherme, a été réalisée en introduisant une nouvelle variable interne (la fraction volumique de martensite résiduelle, irréversible) par [BOUR-94, LEXC-00]. Une modélisation du comportement cyclique d'alliages à mémoire de forme introduit les phénomènes inhérents au comportement en fatigue, en faisant intervenir une déformation résiduelle, augmentant avec le nombre de cycles, les températures de début et de fin de transformation étant variables [TANA-92].

V.2. PROCEDES D'EDUCATION

Deux procédés d'éducation principaux permettent d'obtenir l'effet mémoire double sens : le vieillissement sous contrainte ou le cyclage thermomécanique effectué jusqu'à l'obtention d'une réponse stable du matériau [SMAI-00, LIUY-90, WARA-93].

Le vieillissement sous contrainte provoque une stabilisation de martensite orientée d'origine mécanique dans le réseau austénitique. Cette martensite ainsi stabilisée va permettre d'initier certaines variantes préférentielles lors de la transformation martensitique. Ce vieillissement peut être réalisé sur la martensite ou sur l'austénite (une déformation non homogène est appliquée à l'état austénitique, puis on procède à un vieillissement à 200-300°C, pour obtenir des champs de contrainte internes associés à la formation de précipités). Un vieillissement sous contrainte peut être appliqué à un NiTi riche en Ni [KAIN-86].

La réalisation répétée de cycles thermomécaniques d'éducation provoque la mise en place d'un réseau de dislocations dans le matériau. Ces dislocations orientent les premières variantes et sont ainsi à la base de l'effet mémoire double sens. On peut utiliser des cycles d'effet mémoire simple sens (refroidissement → déformation → chauffage, etc.), des cycles d'effet superélastique à une température $T > A_f^0$ (charge → décharge, etc.), des cycles thermiques à contrainte constante ou toute combinaison. Ces cycles sont généralement réalisés après un traitement thermique à très haute température (environ 800°C) [CONT-88].

L'induction d'une déformation plastique en austénite ou en martensite peut aussi conduire à l'effet mémoire double sens, mais alors la récupération de déformation lors du refroidissement est généralement partielle.

La transformation induite sous faible contrainte, et à température variable, génère des défauts plus efficaces qu'une éducation isotherme superélastique impliquant de plus fortes contraintes. De ce fait, on obtient un effet mémoire double sens beaucoup plus important par une éducation anisotherme que par une éducation isotherme à même contrainte maximale appliquée [CONT-88, CONT-90, BOUR-94]. Une étude réalisée sur des fils de TiNiCu non éduqués, soumis à une contrainte constante, et subissant des cycles thermiques (maximum 15 cycles) permettant des transformations de phase complètes, a montré que l'effet mémoire double sens assisté par la contrainte est stabilisé dès le premier cycle si la contrainte est supérieure à 175 MPa [DEAR-99]. Pour une contrainte inférieure, plusieurs cycles sont nécessaires pour obtenir la stabilisation des boucles (température, déformation).

La contrainte appliquée pendant un traitement d'éducation est l'élément essentiel permettant de faire varier l'amplitude de l'effet mémoire double sens désiré, la contrainte la plus judicieuse étant la contrainte seuil de transformation à la température de mise en charge. L'effet mémoire double sens est alors maximum pour cette contrainte (qui dépend de la température) [BOUR-94, LEXC-00]. Cependant, si la contrainte est trop élevée, une saturation, et même une diminution de la déformation associée à la martensite (basse température) se produisent. Parallèlement, lorsque le nombre de cycles augmente, on assiste à une saturation des phénomènes associés à ce type d'éducation (déformation résiduelle, température de transformation, amplitude de la déformation de phase). L'existence d'un cycle stabilisé est liée à ces phénomènes de saturation.

V.3. EFFET ALL-ROUND

L'effet mémoire 'all-round' (ou de renversement) diffère de l'effet mémoire double sens classique en ce sens que la contrainte permettant d'obtenir cet effet doit nécessairement être non homogène (de ce fait, elle est principalement utilisée en flexion). Pour cela, on contraint le matériau à haute température, et on maintient à environ 400°C, pendant 50 heures (pour un Ti-50,5Ni at.%) [WARA-93, SABU, NISH-84]. Ainsi, on peut obtenir un plus grand changement de forme, la forme haute et la forme basse température étant symétriques. En effet, un renversement complet de la courbure peut être obtenu. L'utilisation de cet effet pour l'actionnement d'un cadre à deux états, la phase basse température correspondant à un premier état d'équilibre stable (configuration) et la phase haute température au second, pourrait être l'objet de développements ultérieurs. Dans ce cas, le matériau support doit permettre un traitement thermique à haute température de l'alliage à mémoire de forme.

V.4. LIMITATIONS

Il y a des limitations qu'il faut connaître avant d'exploiter le comportement mémoire double sens [SMAI-00, DUER-89] :

- les déformations recouvrables sont de l'ordre de 2%, ce qui est bien inférieur à ce que l'on peut obtenir en simple effet (6 à 8 %)
- la mémoire peut être effacée avec une très faible surchauffe (dès 250 °C)
- la fatigue et les caractéristiques de stabilité ne sont pas bien connues
- l'hystérésis en température est toujours présent

Autant que possible, il est plus judicieux de modifier la conception du dispositif afin d'utiliser l'effet mémoire double sens assisté, qui permet des déplacements plus grands et une stabilité à long terme excellente (>10⁶ cycles) [SMAI-00].

VI. DUREE DE VIE DE L'EFFET MEMOIRE

Il y a deux modes de détérioration se produisant pour les AMF soumis à des cycles thermomécaniques : la fatigue classique et la perte de déformation recouvrable [WARA-93]. De façon générale, l'augmentation de la dégradation du mouvement qui apparaît dans le deuxième cas est très dépendante de la contrainte appliquée [VANH-99]. La perte de mouvement est linéaire avec le logarithme du nombre de cycles, avec une grande perte de mouvement lors des premiers milliers de cycles.

En général, la fatigue classique n'est pas un problème pour les NiTi soumis à des cycles thermiques. Cependant cela devient le premier mode de détérioration pour les NiTi soumis à des cycles électriques [WARA-93]. La durée de vie en fatigue pour l'actionnement électrique est très dépendante des conditions ambiantes qui affectent le transfert de chaleur et localise les concentrations de contrainte. Dans la plupart des cas, le point de contact électrique (la terminaison) coïncide avec le point de connexion mécanique, qui est souvent le lieu de concentration de contraintes. Cette situation doit être évitée car les connexions électriques sont les points 'froids', et il existe un gradient thermique qui peut causer la présence de phases mixtes (martensite - austénite), ce qui est connu pour diminuer la durée de vie sous cycles. Il est plus approprié de séparer la terminaison mécanique de la terminaison électrique en prolongeant les AMF au-delà de la liaison mécanique avec les pièces de l'actionneur. De toutes façons, les tests de fatigue doivent être menés dans des conditions très proches de celles de l'application future, pour que les résultats de fatigue obtenus soient significatifs.

Un actionneur conçu pour fonctionner par effet mémoire de forme double sens n'est pas entièrement fiable au cours du temps. Si les problèmes liés à l'éducation ou aux phénomènes de vieillissement étaient parfaitement maîtrisés, l'effet mémoire double sens serait utilisé de façon plus fréquente [BOUR-94]. La stabilité de l'effet mémoire double sens est très importante pour une utilisation répétée des AMF. La perte de mémoire de l'effet double sens est attribuable à la formation de précipités aux frontières des plaquettes de martensite. Le vieillissement des AMF conduit à la détérioration de l'effet mémoire double sens. Cette dégradation est attribuée à la redistribution des contraintes internes et au phénomène de précipitation. On observe pour le CuZnAl une soudaine diminution de l'effet mémoire double sens au delà de 200 cycles de transformation (figure A8.5), lié à la formation de précipités d'aluminide de cuivre [DATT-01].

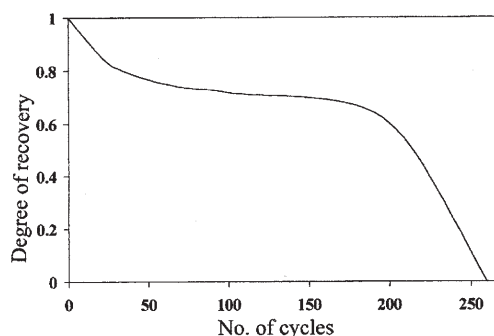


Figure A8.5. : Perte de l'effet mémoire double sens au bout de plusieurs cycles [DATT-01]

VII. QUELQUES EXEMPLES D'UTILISATION

Les produits industriels intégrant des éléments en alliage à mémoire de forme sont de plus en plus présents sur le marché [GAUD-93]. Dans les applications médicales, l'effet pseudoélastique du NiTi est utilisé en majorité avec des $A_f < 20^\circ\text{C}$ [SMAI-00]. Il est ainsi utilisé de manière passive pour la réalisation de fils de correction dentaire.

Des fils en alliage à mémoire de forme sont utilisés pour obtenir le changement du moment quadratique d'une poutre, pour pouvoir modifier sa flèche sous chargement mécanique. Dans ce concept, l'actionneur AMF ne fournit pas directement et à lui seul toute l'énergie mécanique de l'ensemble de la structure [PERR-99]. Une poutre cantilever composite en élastomère avec des fils AMF incrustés, précontraints et décalés de la ligne neutre, donne un actionneur à grande flexion [ICAR-01]. Une autre structure intelligente développée est une couche d'élastomère sur laquelle est déposée une fine couche d'AMF, et qui est commandée par chauffage [GORD-01].

L'effet mémoire double sens, obtenu par traitement thermomécanique, a permis la réalisation de connecteurs à force d'insertion nulle et la réalisation d'interrupteurs (friteuse intelligente de SEB). Il a aussi été utilisé pour la conception de micropréhenseurs [BELL-99], l'effet mémoire de forme étant obtenu sur une partie du matériau par recristallisation locale par laser.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [ABAD-99] J. ABADIE, N. CHAILLET, C. LEXCELLENT, A. BOURJAUULT, « Thermoelectric control of shape memory alloy microactuators : thermal model », SPIE Conference, Smart Structures and Materials 1999, Mathematics and Control in Smart Structures, V.V. Varadan Editor, Newport Beach USA, 3667, 1999, pp. 326-336
- [ABRA-72] M. ABRAMOWITZ, I. A. STEGUN, « Handbook of Mathematical fonctions », DOVER Publications, 1972, p. 608
- [ACKE-96] A.E. ACKERMAN, C. LIANG, C.A. ROGERS, « Dynamic transduction characterization of magnetostrictive actuators », Smart materials and structures, Vol. 5, 1996, p. 115-120
- [ANTH-99] C. ANTHIERENS, « Conception d'un microrobot à actionneur asservi électropneumatique pour l'inspection intratubulaire », Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1999, 145 p.
- [ANTH-00] C. ANTHIERENS, C. LIBERSA, M. TOUAIBIA, M. BETEMPS, M. ARSICAULT, N. CHAILLET, « Micro robots dedicated to small diameter canalization exploration », IROS 2000, Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Japan, nov. 2000, 6 p., CD-ROM
- [AOYA-98] H. AOYAMA, « Precise miniature robots and desktop flexible production », Proceedings of International Workshop on Microfactories, 1998, pp. 149-156
- [ARAI-96] K. ARAI, T. HONDA, « Micromagnetic actuators », Robotica, Vol. 14, 1996, p. 477
- [ASAN-95] M. ASANO, T. MATSUAKO, H. OKAMOTO, S. MITSUISHI, T. MATSUI, « Study for micro mobile machine with piezoelectric driving force actuator », Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Nagoya, Japan, may, 1995, p. 2955-2960
- [ASCH-91] G. ASCH et coll., « Les capteurs en instrumentation industrielle », Paris, Dunod, 1991, p. 427
- [ATTA-00] S. D'ATTANASIO, O. TONET, G. MEGALI, M.C. CARROZZA, P. DARIO, « A semi-automatic handheld mechatronic endoscope with collision-avoidance capabilities », Proceedings of the 2000 IEEE, International Conference on Robotics & Automation, San Francisco, USA, April 2000, pp. 1586-1591
- [BADA-94] F. BADANO, M. BETEMPS, D. THOMASSET, « Control of a planar fine positioner actuated by metal bellows », Automatica, Vol. 30, No. 11, 1994, p. 1177-1691
- [BAHO-01] <http://www.baho.de/>
- [BALL-96] S. BALLANDRAS, M. CALIN, S. ZISSI, A. BERTSCH, J.-C. ANDRE, A. BOURJAUULT, D. HAUDEN, « Actionneurs miniatures à alliages à mémoire de forme fabriqués par microstéréophotolithographie », J. Phys. III France, Vol. 6, décembre 1996, p. 1759-1774
- [BAUW-73] C. BAUWENS-CROWET, « The compression yield behaviour of polymethyl methacrylate over a wide range of temperatures and strain rates », J. Mater. Sci., No. 8, 1973, p. 968-979
- [BELL-97] Y. BELLOUARD, R. CLAVEL, J.E. BIDAUX, R. GOTTHARDT, T. SIDLER, « A new design of shape memory alloy micro-gripper used in micro-optics assembly », Proceedings of the International Conference on Shape Memory and Superelastic Technologies, mars, 1997
- [BELL-99] Y. BELLOUARD, R. CLAVEL, R. GOTTHARDT, T. SIDLER, « Potentiel des alliages à mémoire de forme pour la microtechnique », 64^{ème} congrès de la Société Suisse de Chronométrie, 1999, p. 77-80
- [BENZ-97] H. BENZAOU, C. LEXCELLENT, N. CHAILLET, B. LANG, A. BOURJAUULT, « Experimental study and modeling of a TiNi shape memory alloy wire actuator », Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 8, 1997, pp. 619-629

- [BENZ-98] H. BENZAOUI, « Modélisation thermomécanique et commande d'actionneurs en alliages à mémoire de forme pour la microrobotique », Thèse en Automatique et Informatique de l'Université de Franche-Comté, No. 710, 1998, 202 p.
- [BENZ-00] H. BENZAOUI, N. CHAILLET, C. LEXCELLENT, A. BOURJAUULT, « Etude des actionneurs en alliage à mémoire de forme pour la microrobotique », Revue internationale d'Ingénierie des Systèmes de Production Mécanique, No. 4, 2000, V-37-46
- [BERK-01] <http://robotics.eecs.berkeley.edu/~ronf/mfi.html>
- [BERT-96] A. BERTSCH, S. ZISSI, M. CALIN, S. BALLANDRAS, A. BOURJAUULT, D. HAUDEN, J.-C. ANDRE, « Conception and realization of miniaturized actuators fabricated by microstereolithography and actuated by shape memory alloys », Proceedings of the 3rd France-Japan Congress & 1st Europe-Asia Congress on Mechatronics, Besançon, France, october 1996, p. 631-634
- [BETE-90] M. BETEMPS, A. JUTARD, N. YE, « Actionneur asservi par fluide sous pression pour petits mouvements », France, brevet n°90-03359, 1990.
- [BEXE-94] M. BEXELL, A.L. TIENSUU, J.A. SCHWEITZ, J. SODERKVIST, S. JOHANSSON, « Characterisation of an inchworm prototype motor », Sensors and Actuators, Vol. 43, 1994, p. 322-329
- [BEXE-96] M. BEXELL, S. JOHANSSON, « Microassembly of a piezoelectric miniature motor », SPIE, 1996, Vol. 2906, p. 151-161
- [BHAT-95] A. BHATTACHARYYA, D.C. LAGOUDAS, Y. WANG, V.K. KINRA, « On the role of thermoelectric heat transfer in design of SMA actuators : theoretical, modeling and experiment », Active Materials and Smart Structures, Vol. 4, 1995, pp. 198-217
- [BIRC-00] M.C. BIRCH, R.D. QUINN, G. HAHM, S.M. PHILLIPS, « Design of a cricket microrobot », Proceedings of the 2000 IEEE, International Conference on Robotics & Automation, San Francisco, USA, April 2000, pp. 1109-1114
- [BOUR-94] G. BOURBON, « Contribution à l'étude isotherme et anisotherme du comportement cyclique des alliages à mémoire de forme », Thèse de l'Université de Franche-Comté, No. 410, 1994, 150 p.
- [BOYC-90] M.C. BOYCE, E.M. ARRUDA, « An experimental and analytical investigation of the large strain compressive and tensile response of glassy polymers », Polymer Engineering and Science, Vol. 30, No. 20, 1990, p. 1288-1298
- [BREG-96] J.M. BREGUET, R. CLAVEL, « Stick and slip actuator and parallel architectures dedicated to microrobotics », Microrobotics : Components and Applications, SPIE's Photonics East, Boston, Vol. 2906, 1996, p. 13-24
- [BREG-97] J.M. BREGUET, R. CLAVEL, « Innovative tools for micromanipulation », Proceedings of the IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS'97), Grenoble, 1997, p. 4-11
- [BREG-98] J.M. BREGUET, R. CLAVEL, « Stick and slip actuators : design, control, performances and applications », Proceedings of the 1998 International Symposium on Micromechatronics and Human Science, IEEE-MHS'98, pp. 89-95
- [BROO-92] D. BROOK, « A practical high speed ER actuator », International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, 1992, p. 110-115
- [BROW-86] N. BROWN, « Yield behaviour of polymers », Failure of plastics, Ed. W. Brostow et R.D. Corneliussen, Hanser, Munich, 1986, p. 9-118

- [CALI-98] M.V. CALIN, « Contribution à l'étude et à la réalisation de microrobots type Tentacule », Thèse de l'Université de Franche-Comté, No. 634, 1998
- [CALI-99] M. CALIN, N. CHAILLET, J. AGNUS, A. BOURJAULT, A. JANEX, « Compliant microrobots with two and three degrees of mobility », Journal of Condensed Matter News, Vol. 7, No. 2-3, 1999, pp. 34-38
- [CAST-00] <http://www.castem.org:8001>
- [CHAI-00] N. CHAILLET, Habilitation à diriger des recherches, « Contribution à la modélisation, la commande et la réalisation de microactionneurs et de composants pour la microrobotique », Université de Franche-Comté, 2000, p. 108
- [COIF-92] P. COIFFET, « La Robotique : Principes et Applications », Traité des nouvelles technologies, série Robotique, 3^{ème} édition Hermès, 1992, p. 309-318
- [COLI-00] C. COLIN, « Contribution à l'optimisation d'un module locomoteur de microrobot intratubulaire. Développement d'une application Visual C++ pour l'étalonnage et l'utilisation d'un capteur d'effort spécifique et l'alimentation en courant d'un fil AMF », Rapport de DEA de Mécanique, Université de Poitiers, 2000, 63 p.
- [COLL-98] D. COLLARD, P. LANGLET, L. BUCHAILLOT, H. FUJITA, « Silicon based three-dimensional microsystems : overview and perspectives », Proceedings of the 4th France-Japan Congress & 2nd Europe-Asia Congress on Mechatronics, p. 23-29, Kitakiushu, Japan, octobre 1998
- [CONT-88] L. CONTARDO, « Etude des traitements d'éducation, de la stabilité et de l'origine de l'effet mémoire de forme double sens dans un alliage CuZnAl », Thèse de l'INSA de Lyon, No. 88 ISAL 0048, 1988, 118 p.
- [CONT-90] L. CONTARDO, G. GUENIN, « Training and two-way memory effect in CuZnAl alloy », Acta. Metall. Mater., Vol. 38, No. 7, 1990, pp. 1267-1272
- [COUT-97] P. COUTURIER, « Commande par réseaux de neurones : application au contrôle d'un préhenseur électropneumatique », Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1997, 165 p.
- [CUES-01] <http://www.cuesinc.com>
- [DARI-96] P. DARIO, M.-C. CARROZZA, B. ALLOTTA, E. GUGLIELMELLI, « Micromechatronics in medicine », IEEE/ASME Transaction on Mechatronics, Vol. 1, No. 2, June 1996, p. 137-148
- [DATT-01] S. DATTA, A. BHUNYA, M.K. BANERJEE, « Two way shape memory loss in CuZnAl alloy », Materials Science and Engineering, A300, 2001, pp. 291-298
- [DAUG-95] A. DAUGELAS, H. FUJII, C. JERONYMO, A. MISAKI, « Piezo ceramic based locomotive drive », 6th International Symposium on Micro Machine and Human Science », Nagoya, Japan, october, 1995, p. 187-192
- [DAVI-78] W.M. DAVIS, C.W. MACOSKO, « Non-linear mechanical moduli for polycarbonate and PMMA », Journal of Rheology, No. 22, 1978, p. 53-71
- [DEAR-99] C.J. DE ARAUJO, M. MORIN, G. GUENIN, « Electro-thermomechanical behaviour of a Ti-45.0Ni-5.0Cu(at.%) alloy during shape memory cycling », Materials Science and Engineering, A273-275, 1999, pp. 305-309
- [DEGA-98] O. DEGANI, E. SOCHER, A. LIPSON, T. LEITNER, D.J. SETTER, S. KALDOR, Y. NEMIROVSKY, « Pull-in study of electrostatic torsion microactuator », Journal of Microelectromechanical Systems, Vol. 7, No. 4, 1998, p. 373-378
- [DELO-99] N. DELORME, « Microsystèmes », ARAGO 22, chap. 1, Lavoisier Tec. Doc., juin 1999, p. 25

- [DUE-89] T.W. DUEBIG, K.N. MOLTON, « Designing with the shape memory effect », MRS International Meeting on Advanced Materials, Vol. 9, 1989, pp. 581-597
- [DUFF-98] J. DUFFAUD, J.C. FERNIOT, P. LE MOAL, « Application d'un transducteur piézo-électrique à la locomotion d'un microrobot dans un tube de 15 mm de diamètre », Actes des Premières Journées du Pôle Microrobotique, Besançon, janvier, 1998, p. 37-41
- [EBEF-99] T. EBEFORS, J.U. MATTSSON, E. KÄLVESTEN, G. STEMME, « A walking silicon microrobot », Proceedings of Transducers'99, Japan, june 1999, pp. 1202-1205
- [EGOR-00] S.A. EGOROV, M.E. EVARD, A.E. VOLKOV, « Peculiarities of strain and resistivity variations in NiTi », Computational Materials Science, Vol. 19, 2000, pp. 77-80
- [ERCI-00] http://www.ercim.org/publication/Ercim_News ou ERCIM News, No. 42, July 2000
- [FATI-95] S. FATIKOW, B. MAGNUSSEN, U. REMBOLD, « A piezoelectric mobile robot for handling of microobjects », Proceedings of the International Symposium on Microsystems, Intelligent Materials and Robots (MIMR), Sendai, Japan, 1995
- [FATI-96] S. FATIKOW, « Automated micromanipulation desktop-station based on mobile piezoelectric microrobots », SPIE, Vol. 2906, 1996, p. 66-77
- [FATI-97] S. FATIKOW, U. REMBOLD, « Microsystem technology and microrobotics », Editions Springer-Verlag, 1997
- [FATI-98] S. FATIKOW, J. SEYFRIED, K. SANTA, S.T. FAHLBUSCH, « Control system and automated microrobot-based microassembly desktop station », CESA, Tunisia, April, 1998, p. 88-93
- [FATI-00] S. FATIKOW, A. FAIZULLIN, J. SEYFRIED, « Planning of a microassembly task in a flexible microrobot cell », Proceedings of the 2000 IEEE, International Conference on Robotics & Automation, San Francisco, USA, April 2000, pp. 1121-1126
- [FEAR-00] R.S. FEARING, K.H. CHIANG, M.H. DICKINSON, D.L. PICK, M. SITTI, J. YAN, « Wing transmission for a micromechanical flying insect », Proceedings of the 2000 IEEE, International Conference on Robotics & Automation, San Francisco, USA, April 2000, pp. 1509-1516
- [FERR-98] A. FERREIRA, P. MINOTTI, « Les Micromachines », Editions Hermès, 1998
- [FRAN-01] http://imfc.univ-fcomte.fr/lpmo/microsystemes/ficheproj/fiche_franceschini_fr.html
- [FRIS-62] R. FRISCH-FAY, « Flexible bars », Butterworths London, 1962, p. 209
- [FUJI-96] Y. FUJIWARA, Y. SAITO, K. HATTORI, « Study of a pneumatic robot utilizing a BTA », Fluid Power, 3rd JHPS International Symposium, Japan, 1996, p. 127-132
- [FUKU-91] T. FUKUDA, H. HOSOKAI, H. OHYAMA, H. HASHIMOTO, F. ARAI, « Giant magnetostrictive alloy applications to micro mobile robots as a micro actuator without power supply cables », Proceedings of the 1991 IEEE, International Conference on Micro-Electro-Mechanical-Systems, MEMS-91, pp. 210-215
- [FUKU-94] T. FUKUDA, A. KAWAMOTO, F. ARAI, H. MATSUURA, « Mechanism and swimming experiment of micro mobile robot in water », Proceedings of the 1994 IEEE, International Conference on Robotics and Automation, ICRA-94, Vol. 1, pp. 814-819
- [FUKU-95] T. FUKUDA, A. KAWAMOTO, F. ARAI, H. MATSUURA, « Steering mechanism of underwater micro mobile robot », Proceedings of the 1995 IEEE, International Conference on Robotics and Automation, ICRA-95, Vol. 1, pp. 363-368
- [FUKU-00] T. FUKUDA, F. ARAI, « Prototyping design and automation of micro/nano manipulation systems », Proceedings of the 2000 IEEE, International Conference on Robotics & Automation, San Francisco, USA, April 2000, pp. 192-197

- [GAUD-93] P. GAUDEZ, « Etude et réalisation de dispositifs actionneurs utilisant un élément en alliage à mémoire de forme », Thèse de l'INSA de Lyon, No. 93ISAL0022, 1993
- [GEGE-96] U. GEGENBACH, « Automatic assembly of microoptical components », SPIE, 1996, Vol. 2906, p. 141-150
- [GEMI-71] L. GEMINARD, A. GIET, « Stabilité des constructions », tome 1 - Flambage, méthode de Cross treillis -, Dunod, Technologie et Université, 1971, p.5
- [GIET-76] A. GIET, L. GEMINARD, Résistance des matériaux, tome 2, Dunod, Technologie et Université, 1976, p.357
- [GORB-95] R. GORBET, R. ANDREW RUSSEL, « A novel differential shape memory alloy actuator for position control », Robotica, Vol. 13, 1995, pp. 423-430
- [GORD-01] F. GORDANINEJAD, W. WU, « A two-dimensional shape memory alloy/elastomer actuator », International Journal of Solids and structures, Vol. 38, 2001, pp. 3393-3409
- [GSEL-95] C. G'SELL, J.-M. HAUDIN, « Introduction à la mécanique des polymères », Institut National Polytechnique de Lorraine, 1995, 430 p.
- [GUCK-96] H. GUCKEL, T. EARLES, J. KLEIN, J.D. ZOOK, T. OHNSTEIN, « Electromagnetic linear actuators with inductive position sensing », Sensors and Actuators, Vol. 53, 1996, p. 386-391
- [GUEN-98] O.T. GUENAT, T. HIRATA, T. AKASHI, M.A. GRETILLAT, N. DE ROOIJ, « A pneumatic air table realized by micro-EDM », Journal of Microelectromechanical Systems, Vol. 7, No. 4, 1998, p. 380-385
- [GUOS-95] S. GUO, T. FUKUDA, F. ARAI, K. OGURO, M. NEGORO, T. NAKAMURA, « Micro active guide wire catheter system : characteristic evaluation, electrical model and operability evaluation of micro active catheter », 6th International Symposium on Micro Machine and Human Science, Nagoya, Japan, october, 1995, p. 131-136
- [GUOS-96] S. GUO, T. FUKUDA, T. NAKAMURA, F. ARAI, K. OGURO, M. NEGORO, « Micro active guide wire catheter system. Characteristic evaluation of micro active catheter », Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on Robotics and Automation, ICRA-96, pp. 2226-2231
- [GUOS-98] S. GUO, T. FUKUDA, N. KATO, K. OGURO, « Development of underwater microrobot using ICPF actuator », Proceedings of the 1998 IEEE, International Conference on Robotics and Automation, ICRA-98, p. 1829-1834
- [HALA-95] J.-L. HALARY, Traitement pratique des résultats des essais de viscoélasticité, « Introduction à la mécanique des polymères », C. G'SELL et J.-M. HAUDIN Editeurs, Institut National Polytechnique de Lorraine, 1995, p.119-140
- [HAUD-98] D. HAUDEN, « International advanced robotics program – the french microsystem program and its applications to microrobotics », Proceedings of the 2nd International Workshop on Micro Robotics and Systems, China, october, 1998
- [HAYA-95] I. HAYASHI, N. IWATSUKI, S. IWASHINA, « The running characteristics of a screw-principle microrobot in a small bent pipe », 6th International Symposium on Micro Machine and Human Science, Nagoya, Japan, 1995, p. 225-228
- [HOND-95] T. HONDA, W. SUGAWARA, K. ISHIYAMA, K. ARAI, « Fabrication of small moving mechanisms operated by external magnetic fields », Proceedings of the International Symposium on Microsystems, Intelligent Materials and Robots, Japan, 1995, p. 502
- [ICAR-01] U. ICARDI, « Large bending actuator made with SMA contractile wires : theory, numerical simulation and experiments », Composites, Part. B32, 2001, pp. 259-267

- [IDOG-95] T. IDOGAKI, H. KANAYAMA, N. OHYA, H. SUZUKI, T. HATTORI, « Characteristics of piezoelectric locomotive mechanism for an in-pipe micro inspection machine », 6th International Symposium on Micro Machine and Human Science, Nagoya, 1995, pp. 193-198
- [IKEI-93] Y. IKEI, A. KOGA, H. MORIKAWA, Y. OKAWA, « Fluid driven microactuator with feedback mechanism », Microelectro Mechanical Systems, Floride, february, 1993, p. 213-218
- [IKUT-88] K. IKUTA, M. TSUKAMOTO, S. HIROSE, « Shape memory alloy servo actuator system with electric resistance feedback and application for active endoscope », Proceedings of the 1988 IEEE International Conference on Robotics and Automation, ICRA-88, pp. 427-430
- [IKUT-90] K. IKUTA, « Micro miniature shape memory alloy actuator », proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1990, pp. 2156-2161
- [ILIE-99] E. ILIE ZUDOR, I. MIHALEZ, P. BARANYI, V. CSIBI, « Fuzzy logic control method for a SMA wire driven robot mechanism », Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms IFToMM, Finland, Vol. 5, 1999, pp. 1811-1815
- [IMMM-99] <http://www.imm-mainz.de/microengineering/>
- [IMTC-92] INSTITUT DES MICROTECHNIQUES ET CETEHOR, « Recherches en Microtechniques : Réalités et Perspectives », Collection du Livre Vert, Chap. 11, 1992, pp. 89-241
- [ITEC-01] « Le Nobium chasse le Nickel », Industries et Techniques, No. 822, janvier 2001, p. 46
- [IWAS-94] S. IWASHINA, I. HAYASHI, N. IWATSUKI, K. NAKAMURA, « Development of in-pipe operation micro robots », 5th International Symposium on Micro Machine and Human Science, Nagoya, Japan, 1994, p. 41-45
- [JAZO-99] S. JAZOULI, « Identification expérimentale et numérique des lois de comportement viscoélastique et photoviscoélastique non linéaires du polycarbonate. », Thèse de l'Université de Poitiers, 1999
- [KAIN-86] R. KAINUMA, M. MATSUMOTO, T. HONMA, « The mechanism of the all-round shape memory effect in a Ni-rich NiTi alloy », Proceedings of the International Conference on Martensitic Transformations, The Japan Institute of Metals, 1986, pp. 717-722
- [KATO-98] S. KATO, T. HIRAYAMA, « Fabrication of a high speed in-pipe mobile micro machine », Proceedings of the 4th Japan-France Congress and 2nd Asia-Europe Congress on Mechatronics, Kitakyushu, Japan, Vol. 1, 1998, pp. 429-432
- [KATO-99] S. KATO, T. NOGUSHI, « Fabrication of an in-pipe mobile micromachine driven by a gas-liquid phase-change actuator », Proceedings of the Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, IFToMM 1999, Vol. 2, pp. 862-867
- [KOHL-96] M. KOHL, J. GOTtert, J. MOHR, « Verification of the micromechanical characteristics of electrostatic linear actuators », Sensors and Actuators, Vol. 53, 1996, p. 416-422
- [KORN-98] R. KORNBLUH, R. PELRINE, J. ECKERLE, J. JOSEPH, « Electrostrictive polymer artificial muscle actuator », Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics & Automation, may 1998
- [KURI-96] K. KURIBAYASHI, « Micromechatronics », Proceedings of the IEEE International Conference on Emerging Technologies and Factory Automation, Hawaii, États-Unis, 1996
- [LASE-00] <http://potomac-laser.com/content>
- [LAGO-99] L.K. LAGORCE, O. BRAND, M.G. ALLEN, « Magnetic microactuators based on polymer magnets », IEEE Journal of Microelectromechanical Systems, Vol. 8, No. 1, 1999, p. 2-9

- [LECL-94]** S. LECLERCQ, C. LEXCELLENT, H. TOBUSHI, P.H. LIN, « Thermomechanical modelling of recovery stress with R-phase transformation in TiNi shape memory alloys », *Mat. Trans. JIM*, Vol. 35, No. 5, p. 325-331, 1994
- [LECL-96]** S. LECLERCQ, C. LEXCELLENT, « A general macroscopic description of the thermomechanical behavior of shape memory alloys », *J. Mech. Phys. Solids*, Vol. 44, No. 6, 1996, pp. 953-980
- [LEHR-96]** H. LEHR, C. THURIGEN, « High performances microactuators », *Proceedings of the 3rd France-Japan Congress & 1st Europe-Asia Congress on Mechatronics*, Besançon, France, october 1996, p. 620-623
- [LEXC-94]** C. LEXCELLENT, H. TOBUSHI, A. ZIOLKOWSKI, K. TANAKA, « Thermodynamical model of reversible R-phase transformation in TiNi shape memory alloy », *Int. J. Pres. Ves. & Piping*, Vol. 58, 1994, pp. 51-57
- [LEXC-99]** C. LEXCELLENT, « Thermomechanical modeling of shape memory alloys », *Materials Engineering*, Vol. 10, No. 3, 1999, pp. 211-222
- [LEXC-00]** C. LEXCELLENT, S. LECLERCQ, B. GABRY, G. BOURBON, « The two-way shape memory effect of shape memory alloys : an experimental study and a phenomenological model », *International Journal of Plasticity*, Vol. 16, 2000, pp. 1155-1168
- [LIBE-97]** C. LIBERSA, « Étude et développement d'un système de locomotion pour la réalisation d'un microrobot d'exploration et d'inspection de tubes de faible diamètre », *Rapport de DEA de Mécanique*, Université de Poitiers, 1997, 81 p.
- [LIB1-98]** C. LIBERSA, M. ARSICAULT, J.-P. LALLEMAND, « Etude et conception d'une structure à deux états d'équilibre stable, actionnée par AMF. Application en microrobotique », *Actes des premières Journées du Pôle Microrobotique*, Besançon, janvier 1998, p. 21-30
- [LIB2-98]** C. LIBERSA, M. ARSICAULT, J.-P. LALLEMAND, « Locomotion system for in-tube exploration microrobots : a two-stable equilibrium states deformable structure », *4th French-Israeli Symposium on Robotics*, Besançon, may 1998, p. 39-44
- [LIB3-98]** C. LIBERSA, M. ARSICAULT, J.-P. LALLEMAND, S. ZEGHLOUL, « Design study and development of a two-stable equilibrium states SMA-actuated deformable structure. A microrobotics example of application », *Proceedings Mechatronics 1998*
- [LIB1-99]** C. LIBERSA, M. ARSICAULT, J.-P. LALLEMAND, « Caractérisation mécanique de la structure d'un actionneur de locomotion pour microrobots intratubulaires », *Actes des deuxièmes Journées du Pôle Microrobotique*, Poitiers-Futuroscope, février 1999, p. 53-57
- [LIB2-99]** C. LIBERSA, M. ARSICAULT, J.-P. LALLEMAND, « Characterisation of a new locomotion system for in-tube exploration microrobots », *Tenth World Congress on the theory of machines and mechanisms*, Finland, june 1999
- [LIMG-95]** G. LIM, K. MINAMI, M. SUGIHARA, M. UCHIYAMA, M. ESASHI, « Active catheter with multi-link structure based on silicon micromachining », *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics & Automation*, 1995
- [LIMG-96]** G. LIM, K. MINAMI, K. YAMAMOTO, M. SUGIHARA, M. UCHIYAMA, M. ESASHI, « Multi-link active catheter snake-like motion », *Robotica*, Cambridge University Press, Vol. 14, 1996, pp. 499-506
- [LINP-96]** P. LIN, H. TOBUSHI, K. TANAKA, T. HATTORI, A. IKAI, « Influence of strain rate on deformation properties of TiNi shape memory alloy », *JSME International Journal, Serie A*, Vol. 39, No. 1, 1996, p. 117-123

- [LIPS-96] I.P. LIPSCOMB, L.D.M. NOKES, « The application of shape memory alloys in medecine », Edition MEP, 1996, 153 p.
- [LIUY-90] Y. LIU, P.G. Mc CORMICK, « Factors influencing the development of two-way shape memory in NiTi », *Acta Metallurgica*, Vol. 38, 1990, pp. 1321-1326
- [LOUB-98] V. LOUBERE, S. MONNERET, S. CORBEL, « Microstereolithography using a mask-generator display », *Proceedings of the 4th France-Japan Congress & 2nd Europe-Asia Congress on Mechatronics*, Kitakyushu, Japan, october 1998, Vol. 1, p. 160-163
- [LOUB-99] V. LOUBERE, S. MONNERET, S. CORBEL, « Microfabrication par stéréolithographie », *Actes des deuxièmes journées du Pôle Microrobotique*, Poitiers-Futuroscope, février 1999, p.3-7
- [MAED-97] S. MAEDA, O. TOHYAMA, H. ITO, « Micro actuators with shape memory alloys (SMA) coil springs and their application to active fibroscopes », *IEICE transactions on electronics*, Vol. E80C, No. 2, february, 1997, p. 226-231
- [MAIR-92] J.-F. MAIRE, « Étude théorique et expérimentale du comportement de matériaux composites en contraintes planes », *Thèse de doctorat*, Université de Besançon, 1992
- [MANA-93] P.Y. MANACH, D. FAVIER, « Origin of the two-way memory effect in NiTi shape memory alloys », *Scripta Metallurgica et Materiala*, Vol. 28, 1993, pp. 1417-1421
- [MARU-98] S. MARUO, S. KAWATA, « Two photon-absorbed near-infrared photopolymerization for three-dimensional microfabrication », *Journal of Microelectronical Systems*, Vol. 7, No. 4, 1998, pp. 411-415
- [MASS-96] S. MASSOUD-ANSARI, P.S. MANGAT, J. KLEIN, H. GUCKEL, « A multi-level LIGA-like process for three dimensional actuators », *IEEE 9th Workshop on micro electro mechanical systems*, San Diego, february, 1996, p. 285-289
- [MATO-94] H. MATOBA, C.J. KIM, R.S. MULLER, « Fabrication of a bistable snapping microactuator », *Microsystem Technologies 94*, Berlin, 1994, p. 1005-1013
- [MATS-94] T. MATSUOKA, H. OKAMOTO, M. ASANO, S. MITSUISHI, T. MATSUI, « A prototype model of micro mobile machine with piezoelectric driving force actuator », *5th International Symposium on Micro Machine and Human Science*, Nagoya, Japan, 1994, p. 47-54
- [MATS-95] T. MATSUOKA, M. ASANO, S. MITSUISHI, K. NAGASHIMA, T. MATSUI, « Improvement of micromobile machine with piezoelectric driving force actuator », *6th International Symposium on Micro Machine and Human Science*, Nagoya, Japan, 1995, p. 211-217
- [MIHA-99] I. MIHALEZ, E. ILIE ZUDOR, V. CSIBI, P. BARANYI, « A biomechanic robot hand using SMA », *Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms IFToMM*, Finland, 1999, pp. 1835-1840
- [MIKI-98] N. MIKI, I. SHIMOYAMA, « Analysis of the flight performance of small magnetic rotating wings for use in microrobots », *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics & Automation, ICRA'98*, pp. 3065-3070
- [MINO-98] P. MINOTTI, P. LANGLET, G. BOURBON, P. LE MOAL, T. MASUZAWA, « Direct-drive electrostatic micromotors using flexible polysilicon rotors », *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1998, p. 829-836
- [MIT1-01] <http://www.Mitech.ssup.it/projects/Migrip.htm>
- [MIT2-01] <http://www-Mitech.ssup.it/projects/musyc1.htm>
- [MIYA-99] T. MIYAGAWA, K. SUZUMORI, M. KIMURA, Y. HASEGAWA, « Development of micro-inspection robot for small piping », *Proceedings of Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, IFToMM 1999*, Vol. 2, pp. 856-861

- [MONN-99] S. MONNERET, V. LOUBERE, S. CORBEL, « Microstereolithography using a dynamic mask generator and a non coherent visible light source », Proceedings of SPIE, Design, Test and Microfabrication MEMS and MOEMS, Paris, France, 1999, p. 553-561
- [NAKA-95] Y. NAKAMURA, A. MATSUI, K. YOSHIMOTO, « Shape memory alloy active forceps for laparoscopic surgery », IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1995, pp. 2320-2324
- [NAKA-99] Y. NAKAZAKO, T. WATANABE, Y. ARIGA, « Study on heating method of shape memory alloy sheet microactuator », Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms IFToMM, Finland, Vol. 2, 1999, pp. 880-883
- [NICO-97] J.D. NICOUD, O. MATTHEY, « Developing intelligent micro-mechanisms », Proceedings of 1997 International Symposium on Micromechatronics and Human Science, IEEE-MHS'97, 1997, pp. 119-124
- [NISH-84] M. NISHIDA, T. HONMA, « All-round shape memory effect in Ni-rich TiNi alloys generated by constrained aging », Scripta Metallurgica, Vol. 18, 1984, pp. 1293-1298
- [NORI-99] T. NORITSUGU, D. KANESHIRO, « Development of a soft planar actuator using pneumatic-rubber balls », 2nd International Conference on Recent Advances in Mechatronics, Istanbul, may, 1999, p. 435-440
- [OFTA-99] Observatoire Français des Techniques Avancées (OFTA), ARAGO 21 : Microsystèmes, Éditions Lavoisier, 1999
- [OHNO-00] H. OHNO, S. HIROSE, « Study on slime robot », IROS 2000, Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Japan, nov. 2000, 6 p., CD-ROM
- [OLYM-01] <http://www.olympus.fr/>
- [OUDE-94] C. OUDET, « Polymères : Structures et Propriétés », Introduction aux Sciences des Matériaux, Masson, p. 67
- [PARK-99] K. PARK, M. ESASHI, « An active catheter with integrated circuit for communication and control », Proceedings of IEEE-MEMS'99, 1999, pp. 400-405
- [PATO-90] E. PATOOR, M. BERVEILLER, « Les alliages à mémoire de forme », Collection Technologies de pointe, 45, Edition Hermès, 1990, 63 p.
- [PERR-99] D. PERREUX, C. LEXCELLENT, « Theoretical and experimental study of a smart hinge-beam based on shape memory alloy wire actuators », Journal of Intelligent and Robotic Systems, Vol. 25, 1999, pp. 167-182
- [PHAM-94] H. PHAM, « Analyse thermomécanique du comportement d'un alliage à mémoire de forme de type CuZnAl », Thèse de l'Université de Montpellier II, 1994
- [QUIN-95] R. QUINSON, « Caractérisation et modélisation de la déformation non élastique des polymères amorphes à l'état solide », Thèse de l'Université de Lyon, 1995
- [R&RV-01] <http://www.boreholecaliper.com>
- [RANI-94] B. RANIECKI, C. LEXCELLENT, « R_L-models of pseudoelasticity and their specifications for some shape memory solids », Eur. J. Mech., A/Solids, Vol. 13, No. 1, 1994, pp. 21-50
- [REMB-97] U. REMBOLD, S. FATIKOW, « Autonomous microrobots », Journal of Intelligent and Robotic Systems, Kluwer Academic Publishers, Vol. 19, 1997, pp. 375-391
- [ROLL-00] Y. ROLLOT, « Micro-manipulations par adhésion : modélisations dynamiques et expérimentations », Thèse de doctorat de l'Université Pierre et Marie Curie (Paris VI), Spécialité : Mécanique - Robotique, janvier 2000

- [ROGU-93] C. ROGUEDA-BERRIET, « Modélisation thermomécanique du comportement pseudoélastique des alliages à mémoire de forme », Thèse de l'Université de Franche-Comté, No. 336, 1993
- [RUSS-95] R.A. RUSSELL, R.B. GORBET, « Improving the response of SMA actuators », Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, p. 2299-2304, 1995
- [SABU] T. SABURI, « Ti-Ni shape memory alloys », in 'Shape Memory Materials', edited by K. Otsuka & M. Wayman, p. 84
- [SAMP-98] V.D. SAMPER, A.J. SANGSTER, U. WALLRABE, R.L. REUBEN, J.K. GRUND, « Advanced LIGA technology for the integration of an electrostatically controlled bearing in a wobble micromotor », Journal of Microelectronic Systems, Vol. 7, No. 4, 1998, pp. 423-427
- [SAMP-99] V.D. SAMPER, A.J. SANGSTER, R.L. REUBEN, U. WALLRABE, « Torque evaluation of a LIGA fabricated electrostatic micromotor », IEEE Journal of Microelectromechanical Systems, Vol. 8, No. 1, 1999, p. 115-122
- [SASA-99] T. SASAYA, T. SHIBATA, N. KAWAHARA, « In-pipe wireless micro robot », Transducers'99, pp. 1058-1061
- [SASS-97] J. SASSERATH AUDAT, « Drie profile control holds promise for varied applications », Micromachine devices, vol. 2, n°11, nov. 1997, pp. 1-4
- [SEES-01] <http://www.seesnake.com/>
- [SHIM-96] I. SHIMOYAMA, T. YASUDA, H. MIURA, Y. KUBO FUJISAWA, Y. EZURA, « Mobile microrobots », Robotica, Vol. 14, 1996, pp. 469-476
- [SMAI-00] <http://www.sma-inc.com> (Shape Memory Applications, Inc.)
- [STAL-92] R. STALMANS, J. VAN HUMBEECK, L. DELAEY, « Thermomechanical cycling, two-way memory and concomitant effect in CuZnAl alloys », Acta. Metall. Mater., Vol. 40, No. 3, 1992, pp. 501-511
- [SUHJ-00] J.W. SUH, R.B. DARLING, K.-F. BÖHRINGER, B.R. DONALD, H. BALTES, G.T. KOVACS, « Fully programmable MEMS ciliary actuator arrays for micromanipulation tasks », Proceedings of the 2000 IEEE, International Conference on Robotics & Automation, San Francisco, USA, April 2000, pp. 1101-1108
- [SUZU-91] K. SUZUMORI, F. KONDO, H. TANAKA, « Miniature walking robot using flexible microactuators », Proceedings of the 2nd International Symposium on Micromachine and Human Science, Japan, 1991, pp.29-36
- [SUZU-94] K. SUZUKI, I. SHIMOYAMA, H. MIURA, « Insect-model based microrobot with elastic hinges », Journal of Microelectromechanical Systems, Vol. 3, No. 1, 1994, pp. 4-9
- [SUZU-95] T. SUZUKI, M. SATOH, « In-pipe miniature mobile robot with flexible worm wheel mechanism », Proceedings of the IEEE, Microsystems, Intelligent Materials & Robots, Japan, 1995, p. 544
- [SUZU-96] K. SUZUMORI, A. KOGA, F. KONDO, R. HANEDA, « Integrated flexible microactuator systems », Robotica, Vol. 14, 1996, pp. 493-498
- [SZEW-99] J. SZEWCZYK, N. TROISFONTAINE, P. BIDAUD, « An active tubular polyarticulated micro-system for flexible endoscopes », Proceedings of the International Workshop on MicroRobots, MicroMachines and Systems, IARP, 1999, pp. 83-88
- [TADO-00] S. TADOKORO, S. YAMAGAMI, T. TAKAMORI, K. OGURO, « An actuator model of ICPF for robotic applications on the basis of physicochemical hypotheses », Proceedings of the 2000

- IEEE, International Conference on Robotics & Automation, San Francisco, USA, April 2000, pp. 1340-1346
- [TAGU-91] K. TAGUCHI, N. KAWARASAKI, « Development of in-pipe locomotion robot », 5th International Conference on Advanced Robotics (ICAR), Pisa, Italy, Vol. 1, 1991, pp. 297-302
- [TAKA-94] M. TAKAHASHI, I. HAYASHI, N. IWATSUKI, « The development of an in-pipe microrobot applying the motion of an earthworm », 5th International Symposium on Micro Machine and Human Science, 1994, pp. 35-40
- [TANA-92] K. TANAKA, T. HAYASHI, H. TOBUSHI, « Analysis of cyclic effect on uniaxial deformation in shape memory alloys under mechanical and/or thermal loads », 1^{er} Congrès Franco-Japonais de Mécanique, Besançon, 1992
- [TIM1-47] S. TIMOSHENKO, « Théorie de la stabilité élastique », Librairie Polytechnique Ch. Béranger, 1947, pp. 158-161
- [TIM2-47] S. TIMOSHENKO, « Théorie de la stabilité élastique », Librairie Polytechnique Ch. Béranger, 1947, p.66-81
- [TIMO-53] S. TIMOSHENKO, « Résistance des matériaux, 1^{ère} partie : Théorie élémentaire et problèmes », Librairie Polytechnique Ch. Béranger, 1953, pp. 263-268
- [TOBU-95] H. TOBUSHI, P. LIN, T. HATTORI, M. MAKITA, « Cyclic deformation of NiTi shape memory alloy », JSME International Journal, Serie A, Vol. 38, No. 1, 1995, p. 57-67
- [TOGA-00] K. TOGAWA, M. MORI, S. HIROSE, « Study on three-dimensional active cord mechanism : Development of ACM-R2 », IROS 2000, Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Japan, nov. 2000, 6 p., CD-ROM
- [TOMI-96] T. TOMINAGA, K. SENDA, N. OHYA, T. IDOGAKI, T. HATTORI, « A bending and expanding motion actuator », Robotica, Vol. 14, 1996, p. 483
- [TOUA-98] M. TOUAIBIA, N. CHAILLET, A. BOURJALUT, « In-pipe microrobot system based on shape memory alloy actuators », Proceedings of the 4th Japan-France Congress / 2nd Asia-Europe Congress on Mechatronics, Vol. 1, 1998, Japan, pp. 272-277
- [TOUA-00] M. TOUAIBIA, « Conception et réalisation d'un micro-véhicule capable de se déplacer dans un tuyau de très faible diamètre, en vue de réaliser des tâches d'inspection », Thèse de doctorat de l'Université de Franche-Comté en Automatique et Informatique, No. ordre 809, 10 juillet 2000
- [TREN-01] <http://www.trenchless.org/>
- [TROT-96] J.-P. TROTIGNON, J. VERDU, A. DOBRACGINSKY, M. PIPERAUD, « Précis de matières plastiques : structures-propriétés, mise en œuvre, normalisation », Précis AFNOR/NATHAN, Editions Nathan, 1996, p.71 à 98
- [TUFF-95] M. TUFFRAUD-LÖBEL, « Caractérisation thermomécanique d'alliages à mémoire de forme de type NiTi et CuZnAl, domaine de transition et cinétique de changement de phase », Thèse de l'Université de Montpellier II, Sciences et Techniques du Languedoc, No. 95 MON 2 130, 1995
- [TUKY-99] K.Y. TU, T.T. LEE, C.H. WANG, C.A. CHANG, « Design of a fuzzy walking pattern for a shape memory alloy biped robot », Robotica, Vol. 17, 1999, pp. 373-382
- [TVIN-01] <http://www.tvinspection.com/>
- [VACH-91] P. VACHER, « Etude du comportement pseudoélastique d'alliages à mémoire de forme CuZnAl polycristallins », Thèse de l'Université de Franche-Comté, No. 215, 1991

- [VANH-99] J. VAN HUMBEECK, « Non-medical applications of shape memory alloys », *Materials Science and Engineering*, A273-275, 1999, pp. 134-148
- [VOLL-94] J. VOLLMER, H. HEIN, W. MENZ, F. WALTER, « Bistable fluidic elements in LIGA technique for flow control in fluidic microactuators », *Sensors and Actuators*, 1994, Vol. A, 43, pp. 330-334
- [WARA-93] T. WARAM, « Actuator design using shape memory alloys », T.C. Waram Editions, 2nd edition, 1993, 106 p.
- [WUXD-00] X.D. WU, Y.Z. FAN, J.S. WU, « A study on the variations of the electrical resistance for NiTi shape memory alloy wires during the thermo-mechanical loading », *Materials and design*, Vol. 21, 2000, pp. 511-515
- [YANN-70] I.V. YANNAS, Travail non publié cité par N.P. SUH et A.P.L. TURNER, « Elements of the mechanical properties of solids », Scripta Books (Washington, D.C.) et MacGraw Hill (New-York, N.Y.), 1975, 330 p.
- [YENL-93] N. YE, « Contribution à la préhension robotisée pour la saisie d'objets fragiles et/ou fortement déformables. Modélisation et commande d'un préhenseur électropneumatique instrumenté », Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1993, 143 p.
- [YONG-99] W. Y. YONG, L. CHANG, « Magnetic actuation of hinged microstructures », *IEEE Journal of Microelectromechanical Systems*, Vol. 8, No. 1, 1999, pp. 10-17
- [YOSH-96] K. YOSHIDA, H. MAWATARI, S. YOKOTA, « An in-pipe mobile micromachine using fluid power traversable branched pipes », 3rd JHPS, Fluid Power, Yokohama, Japan, 1996, pp. 229-234

TABLE DES MATIERES

Introduction	
Chapitre premier	
Cadre général de l'étude.....	
I. La robotique et l'inspection intratubulaire	
I.1. Introduction.....	
I.2. Robots mobiles.....	
I.3. Endoscopes.....	
II. Définition des besoins et applications potentielles.....	
III. La microrobotique et les MEMS	
III.1. Définitions	
III.2. Procédés de fabrication de μ -systèmes et notion d'assemblage	
III.2.1. La microfabrication.....	
III.2.2. Le microassemblage	
III.3. Miniaturisation ou nouvelle démarche de conception ?.....	
III.4. Microactionneurs.....	

IV. La locomotion en microrobotique intratubulaire	
IV.1. Rappels sur les types et principes de locomotion.....	
IV.1.1. Locomotion dans un fluide	
IV.1.1.a. La nage	
IV.1.1.b. Le vol.....	
IV.1.2. Locomotion sur terre	
IV.1.2.a. La reptation	
IV.1.2.b. La marche.....	
IV.1.2.c. Le roulement	
IV.2. Les micro-robots intratubulaires existants.....	
IV.2.1. Endoscopie.....	
IV.2.2. Microrobots intratubulaires	
IV.2.2.a. Microrobots rigides.....	
IV.2.2.b. Microrobots flexibles	
V. Conclusion	

Chapitre 2

Un nouveau microrobot pour l'inspection intratubulaire.....

I. Cahier des charges global.....	
II. Architecture et principes généraux	
II.1. Notion de modularité	
II.2. Choix du principe de locomotion	
II.3. Concept de système locomoteur.....	
II.3.1. Phase de prise d'appui.....	
II.3.2. Phase de déplacement	
II.4. Élément actif utilisé pour la commande de l'actionneur	
II.4.1. Simplicité et compacité	
II.4.2. Capacité de miniaturisation	
II.4.3. Facilité de commande.....	
II.4.4. Vitesse de contraction et de relâchement.....	
II.4.5. Possibilités de contrôle	
II.4.5.a. Contrôle sur les variables externes.....	
II.4.5.b. Contrôle sur les variables internes.....	
II.4.5.c. Utilisation de la logique floue	
II.4.6. Conclusion	
III. Le principe du microrobot du L.M.S.	
III.1. Module de locomotion	
III.1.1. Structure mécanique	
III.1.1.a. Recherche de solutions.....	
III.1.1.b. Structure à deux états stables	
III.1.2. Implantation des AMF.....	
III.1.3. Cycles locomoteurs.....	
III.1.3.a. Cycle de type 'earth-worm' (lombric)	
III.1.3.b. Nombre de modules constituant le robot et recherche systématique de cycles.....	
III.1.3.c. Nombre de modules d'appui	
III.1.3.d. Nombre de modules flottants	
III.1.3.e. Gestion de l'avance et du recul du robot.....	
III.1.3.f. Estimation de la vitesse de déplacement du robot	
III.1.3.g. Choix du cycle selon l'application.....	

III.1.4. Conclusion	
III.2. Pièces annexes	
III.2.1. Interface module / tube	
III.2.2. Interface module / module	
III.2.3. Remarque.....	
IV. Conclusion : structure mécanique du microrobot.....	

Chapitre 3

Modélisation de la structure mécanique flexible d'un module.....

I. Pré-dimensionnement.....	
I.1. Choix du côté du cadre et de la hauteur.....	
I.2. Choix du matériau et de l'épaisseur.....	
I.3. Premier choix de l'entraxe de post-flambage.....	
I.3.1. Influence du taux de contraction de l'AMF sur l'entraxe	
I.3.2. Conclusion	
II. Sollicitations rencontrées par le module dans le robot.....	
II.1. Efforts d'interaction en phase d'équilibre.....	
II.1.1. Affaissement dissymétrique.....	
II.1.2. Efforts internes	
II.1.3. Basculement intempestif.....	
II.1.4. Caractéristiques élastiques des modules	
II.1.5. Bilan	
II.2. Efforts d'interaction en phase d'actionnement.....	
II.2.1. Efforts internes au robot : inconnues hyperstatiques	
II.2.2. Description des sollicitations quantifiables	
II.2.3. Bilan	
II.3. Optimisation de la structure mécanique et des pièces annexes.....	
III. Modèle de validation développé.....	
III.1. Introduction.....	
III.2. Logiciel employé.....	
III.3. Présentation des différents programmes réalisés	
III.3.1. Description	
III.3.2. Choix de la méthode de résolution.....	
III.3.2.a. Procédure PASAPAS	
III.3.2.b. Paramètre d'évolution.....	
III.4. Phase d'initialisation	
III.4.1. Définition de la géométrie et du maillage.....	
III.4.2. Choix des conditions limites	
III.4.3. Choix des chargements.....	
III.4.4. Résolution	
III.5. Phase de chargement	
III.5.1. Différents cas de chargement	
III.5.2. Choix du type de chargement.....	
III.5.3. Choix des conditions limites	
III.5.4. Description des chargements.....	
III.5.5. Résolution	
III.6. Phase de post-traitement	
III.6.1. Vérification des déformations ou contraintes limites	
III.6.1.a. Critère sur la contrainte	

III.6.1.b. Choix du critère utilisé	
III.6.1.c. Programme développé	
III.6.2. Déformée.....	
III.6.3. Courbes caractéristiques.....	
IV. Validation du dimensionnement à l'aide du modèle	
IV.1. Restrictions	
IV.2. Dimensionnement du premier prototype.....	
IV.2.1. Courbe effort-déplacement	
IV.2.2. Vérification des déformations	
IV.2.3. Estimation des efforts aux pivots.....	
IV.2.3.a. Courbes obtenues	
IV.2.3.b. Conséquences sur le dimensionnement de la cage squelette	
IV.2.4. Conclusion	
V. Conclusion	

Chapitre 4

Réalisation et mise au point du module de locomotion

I. Réalisation technologique de la structure mécanique de l'actionneur de locomotion.....	
I.1. Description globale	
I.2. Cage squelette	
I.3. Cadre flexible.....	
I.3.1. Différents procédés de fabrication explorés	
I.3.1.a. Fabrication d'un prototype 'micro'	
I.3.1.b. Fabrication du prototype 30×30 mm ² en polycarbonate	
I.3.2. Usinage du cadre	
I.4. Assemblage des différentes pièces.....	
I.4.1. Structure mécanique	
I.4.2. Fixation des fils AMF sur la structure	
I.4.2.a. Différents moyens de fixation	
I.4.2.b. Montage réalisé	
I.5. Conclusion	
II. Caractérisation mécanique de la structure en vue de son actionnement	
II.1. Détermination du couple effort-déplacement actionneur pour un actionnement longit.	
II.1.1. Conception et mise au point du banc de manipulation	
II.1.1.a. Choix du type de chargement et choix du capteur.....	
II.1.1.b. Description du banc de caractérisation mécanique.....	
II.1.2. Test réalisé sur la structure à vide	
II.1.3. Tests réalisés sur la structure en charge.....	
II.1.3.a. Différents cas étudiés	
II.1.3.b. Caractéristiques d'actionnement obtenues	
II.1.3.c. Conclusion	
II.2. Comparaison avec un actionnement transversal.....	
II.3. Conclusion	
III. Dimensionnement de l'élément actif.....	
III.1. Choix du fil actionneur.....	
III.1.1. Choix du diamètre du fil.....	
III.1.2. Choix du type de fil.....	
III.1.2.a. Discussion sur l'utilisation de fils AMF simple sens.....	
III.1.2.b. Choix du NiTi éduqué.....	

III.1.2.c. Remarque : entraxe définitif de post-flambage.....	
III.2. Choix du courant d'alimentation minimal.....	
III.2.1. Calcul préliminaire sous contrainte nulle	
III.2.2. Tests d'efficacité mécanique.....	
III.2.3. Correspondance avec la résistance électrique.....	
III.2.3.a. La résistivité électrique des AMF	
III.2.3.b. Tests de contrôle de la transformation.....	
IV. Mise en œuvre	
IV.1. Aspects liés à la commande	
IV.1.1. Courbes de résistance lors de l'éducation d'alliages à mémoire de forme.....	
IV.1.2. Validation du choix d'une grandeur test : Ramf	
IV.2. Choix final du courant	
IV.2.1. Influence du courant sur le temps d'actionnement	
IV.2.2. Influence du déphasage lors de la mesure de résistance	
IV.3. Test de validation du fonctionnement du module instrumenté en charge	
IV.4. Refroidissement	
V. Conclusion et perspectives	

Chapitre 5

Performances du module de locomotion développé.....

I. Interactions entre les modules	
I.1. Etude de la stabilité des configurations	
I.1.1. Description du banc.....	
I.1.2. Tests	
I.1.3. Validité du modèle aux éléments finis	
I.2. Etude du comportement élastique de la structure	
I.2.1. Module d'allonge	
I.2.2. Module de contact.....	
I.2.2.a. Paramètre de serrage	
I.2.2.b. Caractéristique de contact.....	
I.2.2.c. Efforts tangentiels au contact.....	
I.2.2.d. Estimation de l'allongement	
I.2.2.e. Influence sur l'effort normal au contact.....	
II. Etude expérimentale du contact avec le tube	
II.1. Chargement transversal partiel de la structure par serrage	
II.1.1. Description du banc.....	
II.1.2. Mise en œuvre.....	
II.1.2.a. Choix des appuis	
II.1.2.b. Application des chargements parasites	
II.1.2.c. Utilisation de charges stabilisatrices	
II.1.3. Courbe caractéristique du contact pour le module chargé.....	
II.2. Choix du paramètre de serrage	
II.2.1. Remarque préliminaire.....	
II.2.2. Étude du frottement	
II.2.2.a. Coefficient de frottement minimal	
II.2.2.b. Choix du paramètre de serrage	
II.2.2.c. Estimation de la charge pouvant être embarquée.....	
II.2.2.d. Influence des variations de diamètre du tube	
III. Conclusion : prédiction du comportement du robot lors de la locomotion	

Conclusion et perspectives.....

Annexe 1

Micro actionneurs.....

- I. Micro actionneurs électrostatiques.....
- II. Micro actionneurs électromagnétiques.....
- III. Micro actionneurs magnétostrictifs.....
- IV. Micro actionneurs piézo-électriques.....
- V. Micro actionneurs thermiques.....
- VI. Micro actionneurs à changement de phase solide - solide.....
- VII. Micro actionneurs électrorhéologiques.....
- VIII. Micro actionneurs polymériques.....
- IX. Micro actionneurs fluidiques.....

Annexe 2

Etude analytique de l'état d'équilibre de post-flambage.....

- I. Introduction.....
- II. Étude de la déformée de post-flambage.....
 - II.1. Schéma et paramétrage.....
 - II.2. Résolution de l'équation de déformation.....
 - II.2.1. Expression de la longueur de la poutre ℓ
 - II.2.2. Expression de la flèche maximale y_a
 - II.2.3. Expression de la demie corde x_a
 - II.3. Expression des paramètres géométriques.....
- III. Étude mécanique du post-flambage.....
 - III.1. Effort au pivot.....
 - III.2. Contrainte de compression.....
- IV. Pré dimensionnement.....
 - IV.1. Choix du matériau et de l'épaisseur.....
 - IV.2. Prise en compte du taux de contraction des fils AMF.....

Annexe 3

Analyse des sollicitations statiques rencontrées par un module dans un cycle etc.....

- I. Le cycle choisi.....
- II. Analyse des sollicitations sur modules en contact.....
- III. Analyse des sollicitations au cours de l'actionnement.....

Annexe 4

Choix du modèle de comportement simplifié et du critère de limite élastique etc.....

- I. Généralités.....
- II. Viscoélasticité.....
 - II.1. Définition.....
 - II.2. Relaxation.....
 - II.3. Fluage.....

II.4. Courbe contrainte ~ déformation	
II.4.1. Influence de la température.....	
II.4.2. Influence de la vitesse.....	
II.5. Remarque : modèles viscoélastiques.....	
III. Dimensionnement	
III.1. Influence de la température d'utilisation.....	
III.2. Limite élastique et critère de plasticité.....	
III.2.1. Contrainte limite élastique.....	
III.2.2. Déformation limite élastique.....	
III.2.3. Remarque : Critères de plasticité	
III.2.3.a. Critères classiques utilisés pour les métaux	
III.2.3.b. Critères appropriés aux polymères	
III.3. Fatigue et vieillissement.....	
IV. Conclusion.....	

Annexe 5

Résolution numérique du problème statique de chargement symétrique etc.

I. Introduction	
II. Mise en équation de la demi-poutre	
II.1. Schéma et paramétrage	
II.2. Équation de déformation	
III. Résolution par un algorithme de Runge-Kutta	
III.1. Mise en forme du problème	
III.2. Méthode de résolution	
III.3. Algorithme de programmation	
IV. Analyse des résultats.....	
IV.1. Déformée	
IV.2. Courbe effort/flèche imposée	
IV.3. Effort au pivot.....	

Annexe 6

Modèle de comportement du capteur développé

I. Protocole d'étalonnage.....	
II. Modélisation des hystérésis.....	
II.1. Paramétrage.....	
II.2. Corrélation.....	
II.3. Algorithme de traitement	
III. Validation du modèle	

Annexe 7

Mise en œuvre de la mesure de la caractéristique d'actionnement etc.....

I. Mise en œuvre de la symétrie des déplacements imposés.....	
I.1. Notations	
I.2. Mise en équation.....	
I.3. Détermination des incréments vus de chaque platine.....	
II. Prise en compte des frottements sur les tiges de déport	

II.1. Notations et principe de mesure de la tension des câbles.....	
II.2. Estimateur de frottement	
II.2.1. Protocole expérimental	
II.2.2. Corrélation	
II.2.3. Tests de validation de l'estimateur	
III. Procédure de manipulation et d'initialisation	
III.1. Procédure de manipulation	
III.2. Initialisation des montages	
III.2.1. Cas du montage symétrique des câbles de traction.....	
III.2.2. Cas du montage dissymétrique des câbles de traction	
III.3. Validation du dispositif de caractérisation à l'aide du montage symétrique	

Annexe 8

Pré-requis sur les différents comportements des Alliages à Mémoire de Forme

I. Transformation martensitique.....	
I.1. Martensite autoaccommodante	
I.2. Martensite orientée	
I.3. Températures de transformation de phase.....	
I.4. Contrainte seuil de réorientation	
II. Les matériaux.....	
II.1. Différents alliages.....	
II.2. Procédés de fabrication et traitements thermomécaniques du NiTi	
III. Pseudoélasticité (ou superélasticité)	
IV. Effet mémoire simple sens	
IV.1. Effet mémoire simple sens classique.....	
IV.2. Effet mémoire double sens assisté	
IV.3. R-phase.....	
V. Effet mémoire double sens.....	
V.1. Principe.....	
V.2. Procédés d'éducation.....	
V.3. Effet All-Round	
V.4. Limitations.....	
VI. Durée de vie de l'effet mémoire.....	
VII. Quelques exemples d'utilisation.....	

Références bibliographiques

Liste des figures

Liste des tableaux.....

Résumé

Le travail présenté dans ce mémoire constitue une ébauche des différentes études nécessaires au développement d'un microrobot d'exploration intratubulaire autonome inédit. Constitué d'un assemblage de cinq modules locomoteurs identiques, le futur microrobot devra inspecter des réseaux de tubes industriels de diamètre inférieur à 15 mm, présentant des coudes et des bifurcations. L'actionnement judicieux des différents modules permettra sa progression dans le tube, à la manière du lombric. Nos efforts se sont portés sur l'étude, la fabrication et la mise au point du module locomoteur, en cherchant à optimiser le paramètre 'vitesse de déplacement' du futur microrobot. Cet actionneur, de conception originale, est constitué d'un cadre forcé en post-flambement, à deux états d'équilibre stable, dont le basculement d'un état à l'autre est commandé par des fils en Alliage à Mémoire de Forme (AMF).

Une étude théorique à l'état d'équilibre, puis un modèle statique simplifié aux éléments finis, prenant en compte les grands déplacements de post-flambement lors du chargement menant au basculement, ont facilité le dimensionnement du cadre et le choix du matériau. Ensuite, des tests de caractérisation mécanique réalisés sur un prototype du module, à une échelle supérieure, ont été nécessaires pour l'adaptation de fils AMF éduqués. L'effet Joule étant le moyen de chauffage qui a été retenu pour engendrer la contraction de ces fils, nous évoquons quelques aspects liés à la commande d'un module, et au contrôle de la transformation des AMF par la mesure de leur résistance électrique. Enfin, une étude expérimentale du comportement au contact d'un module nous permet d'évaluer l'influence de différents paramètres sur les conditions de maintien du robot dans un tube vertical. Nous en déduisons alors les possibilités de charge embarquée par le futur microrobot, dans l'optique de le munir de capteurs et de sources d'énergie nécessaires à son autonomie.

Abstract

The work presented here constitutes an outline of the various studies necessary to develop a new autonomous in-tube exploration microrobot. Constituted by five identical locomotion modules, the future microrobot shall inspect networks of industrial tubes, of diameter lower than 15 mm, and presenting bends and forks. Judicious actuation of the various modules will allow its progression inside the tube, with the manner of the earth-worm. Our efforts focused on the study, the manufacture and the development of the locomotion module, while seeking to optimize the parameter 'displacement speed' of the future microrobot. This actuator, of original design, is constituted by a postbuckled frame, presenting two states of stable equilibrium, and whose rock up from one state to the other is controlled by shape memory alloy wires (SMA).

A theoretical study of the equilibrium state and a simplified static model using the finite elements method, taking into account large postbuckling displacements, during the loading driving to the rock, helped us to size the frame and to choose the material. Then, mechanical characterization tests carried out on a higher scale prototype of the module, were necessary to adjust educated SMA wires. Joule effect being the means of heating which was retained to generate the shortening of these wires, we evoke some aspects related to the module command, and to the checking of SMA transformation by the measurement of their electric resistance. Lastly, an experimental study of the contact behavior of one module allows us to evaluate the influence of various parameters on the support conditions of the robot inside a vertical tube. We then deduce the possibilities of embarked load by the future microrobot, in the purpose to fit it with sensors and electric power generators necessary to its autonomy.

Mots clés

Microrobotique
Intratubulaire
Locomotion
Actionneur
Flip-flap
Post-flambement
Alliage à Mémoire de Forme (AMF)
Effet mémoire double sens

Key words

Microrobotics
In-tube
Locomotion
Actuator
Flip-flop
Post-buckling
Shape Memory Alloy (SMA)
Two-way shape memory effect